

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-4-297-313>

УДК 697.9

## Термодинамические режимы рекуперативного теплообменника-утилизатора в приточно-вытяжной вентиляционной установке малой производительности

Магистр В. А. Зафатаев<sup>1)</sup>, канд. техн. наук, доц. Т. И. Королёва<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Полоцкий государственный университет (Новополоцк, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2022  
Belarusian National Technical University, 2022

**Реферат.** Нарастание уровня тепловой защиты ограждающих конструкций существующих зданий, обусловленное необходимостью соблюдения требований действующих норм строительной теплотехники, приводит к увеличению доли тепловых потерь за счет инфильтрации и работы вытяжной вентиляции в тепловом балансе здания. После исчерпания возможностей реализации технических мероприятий для уменьшения энергозатрат за счет изменения объемно-планировочных решений и утепления ограждающих конструкций зданий дальнейшее снижение уровня теплопотребления должно быть связано с применением потенциала вторичных и возобновляемых ресурсов. В статье приведены результаты оценки технико-экономической целесообразности использования теплового потенциала удаляемого воздуха для нагрева приточного воздуха в системе принудительной приточно-вытяжной вентиляции здания на примере установки малой производительности. Для противоточного воздушно-воздушного теплоутилизатора рекуперативного типа с оребрением тепловых трубок в виде множества сплошных листов установлено влияние изменений физических свойств удаляемого воздуха при фазовом переходе водяного пара, содержащегося в нем, в жидкое состояние на тепловую производительность теплоутилизатора и характеристики его эффективности. Определены условия теплообмена (без выпадения конденсата, с выпадением конденсата в части теплоутилизатора, с выпадением конденсата во всем теплоутилизаторе и с опасностью обледенения) в диапазоне температур приточного воздуха  $(-26)–(+8)$  °С для трех вариантов его работы – при балансе номинального количества удаляемого и приточного воздуха и при двух вариантах дисбаланса. Варианты с дисбалансами исследованы в целях поиска возможных сочетаний температур приточного и удаляемого воздуха, при которых во всем объеме теплоутилизатора не происходило бы фазового перехода водяного пара в потоке удаляемого воздуха в жидкое состояние, что исключило бы необходимость проведения мероприятий по сбору и отводу конденсата и предотвращению его замерзания.

**Ключевые слова:** утилизация теплоты, воздушный баланс, дисбаланс, конденсация, теплопередача, оребрение, энергоэффективность

**Для цитирования:** Зафатаев, В. А. Термодинамические режимы рекуперативного теплообменника-утилизатора в приточно-вытяжной вентиляционной установке малой производительности / В. А. Зафатаев, Т. И. Королёва // *Наука и техника*. 2022. Т. 21, № 4. С. 297–313. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-4-297-313>

## Recuperative Heat Exchanger-Utilizer Thermodynamic Modes in Low Capacity Supply-and-Exhaust Ventilation Unit

V. A. Zafatayeu<sup>1)</sup>, T. I. Karaliova<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Polotsk State University (Novopolotsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** The increase in the thermal protection level of the existing buildings enclosing structures, due to the need to comply with the current norms of building heat engineering requirements, leads to increasing in the part of heat losses in the

**Адрес для переписки**  
Королёва Татьяна Ивановна  
Полоцкий государственный университет  
ул. Блохина, 29,  
211440, г. Новополоцк, Республика Беларусь  
Тел.: +375 214 599-540  
t.i.koroleva@psu.by

**Address for correspondence**  
Karaliova Tatsiana I.  
Polotsk State University  
29, Blokhin str.,  
211440, Novopolotsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 214 599-540  
t.i.koroleva@psu.by

thermal balance of a building due to infiltration and exhaust ventilation operation. After exhaustion of the possibilities for the implementation of technical measures to reduce energy costs by changing in volumetric planning solutions and insulating building envelopes further decreasing heat consumption level should be associated with the use of the secondary and renewable resources potential. The paper presents the results of assessing the technical and economic feasibility of using the exhaust air thermal potential for heating the supply air in the forced supply-and-exhaust ventilation system of a building taking as a low-capacity unit as an example. For a counterflow air-to-air recuperative type heat utilizer finned with ribbed heat pipes in the form of a plurality of continuous sheets, the influence of changes in the physical properties of the exhaust air during the phase transition of the water vapor contained in it into a liquid state on the heat exchanger-utilizer performance and characteristics of its efficiency has been established. The conditions of heat exchange are determined (without condensate, with condensate in the part of the heat exchanger-utilizer, with condensate in the entire heat exchanger-utilizer and with the risk of icing) in the supply air temperature range from  $(-26)$  to  $(+8)$  °C for three variants of its operation with a balance of the nominal amount of exhaust and supply air and with two variants of imbalance. Variants with imbalances have been investigated in order to find possible combinations of supply and exhaust air temperatures, at which there would be no phase transition of water vapor in the exhaust air flow to the liquid state in the entire volume of the heat utilizer, which would eliminate the need for measures to collect and remove condensate and preventing it from freezing.

**Keywords:** heat recovery, air balance, imbalance, condensation, heat transfer, fins, energy efficiency

**For citation:** Zafatayeu V. A., Karaliova T. I. (2022) Recuperative Heat Exchanger-Utilizer Thermodynamic Modes in Low Capacity Supply-and-Exhaust Ventilation Unit. *Science and Technique*. 21 (4), 297–313. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-4-297-313> (in Russian)

## Введение

Система централизованного энергоснабжения в виде цепочки «источник – распределительная сеть – потребитель» характеризуется низким уровнем эксергии энергоносителя в звене потребителя согласно технологии его использования и соответственно большими потерями эксергии по пути преобразований [1–5]. Чем большее количество ступеней в процессе преобразования энергии имеется в системе, тем меньше ее эксергетический КПД. Это в полной мере относится и к системе централизованного теплоснабжения зданий, которая предназначена для обеспечения нужд отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Использование высокого теплового потенциала централизованного источника на отопительно-вентиляционные нужды зданий с точки зрения эксергетического анализа нельзя назвать эффективным по причине низкого требуемого уровня теплового потенциала теплоносителя на стороне потребителя. Для этих целей предпочтительнее применение энергии источников невысокого потенциала, например за счет рекуперации теплового потенциала сброшенного продукта – осуществление нагрева приточного воздуха для нужд воздушного отопления и вентиляции за счет теплоты удаляемого системами вытяжной вентиляции воздуха. Полезно использовать тепловой потенциал удаляемого воздуха в теплоутилизаторах различных конструкций.

Аналитический обзор теплоутилизационных установок для рекуперации теплоты вентиляционных выбросов приводится в [6–9]. В настоящее время широко применяются регенеративные, рекуперативные пластинчатые теплообменники и теплоутилизаторы на основе тепловых трубок.

Регенеративные теплоутилизаторы обладают существенным недостатком – вероятностью смешивания определенной части удаляемого воздуха с приточным в корпусе аппарата в результате перетока части удаляемого воздуха к приточному, что, в свою очередь, может привести к переносу неприятных запахов и болезнетворных бактерий. Также следует учесть затраты энергии для работы двигателя, вращающего теплоаккумулирующую насадку.

Пластинчатый теплообменник – одно из самых конструктивно простых и дешевых решений для рекуперации теплоты, – хотя и имеет меньшую тепловую эффективность, чем роторный регенератор [8], при этом характеризуется высоким показателем отношения площади поверхности теплообмена к массе теплообменника, небольшим аэродинамическим сопротивлением, длительным сроком службы [9].

Концепция теплообмена с помощью тепловых трубок впервые предложена в 1940-е гг. R. S. Gaugler [10], позже развита L. Trefenten [11], G. M. Grover [12], получила распространение в 1960–1980-е гг. [13–16]. В настоящее время ее продолжают использовать при решении задач переноса теплоты во многих видах производственных процессов [17–21]. Опыт эксплуа-

тации подобного рода теплообменников показывает, что эффективность переноса теплоты в них из зоны испарения в зону конденсации достаточно высокая – более 90 % [22].

### Постановка задач

Основными задачами исследования являлись определение технико-экономической целесообразности использования теплового потенциала удаляемого воздуха для нагрева приточного воздуха на примере воздухо-воздушного теплоутилизатора рекуперативного типа, входящего в состав оборудования приточно-вытяжной вентиляционной установки малой производительности, а также разработка научно обоснованных рекомендаций для его эффективной эксплуатации в климатических условиях Республики Беларусь. Такие вентиляционные установки применяются для обеспечения воздухообмена в малоэтажных и частных жилых домах, отдельных квартирах и изолированных помещениях иного назначения, группах небольших помещений общественного и административного назначения и т. п. Использование приточно-вытяжных установок с включением в них аппаратов для утилизации теплоты выбросного (удаляемого) воздуха на нагрев приточного наружного воздуха – единственный энергетически, экономически и социально оправданный метод значительного сокращения расхода тепловой энергии на нужды отопления и вентиляции помещений в зданиях различного назначения [23].

Предметная область исследования включала процессы тепло- и влагообмена, происходящие в воздухо-воздушных теплоутилизаторах рекуперативного типа, входящих в состав оборудования систем приточно-вытяжной вентиляции, а также изучение закономерностей изменений температурно-влажностных характеристик потоков удаляемого и приточного воздуха в пределах их поверхности теплообмена.

### Методика исследования

Величина тепловой производительности воздухо-воздушных теплоутилизаторов в системах приточно-вытяжной вентиляции является частью расчетного расхода тепловой энергии на отопительно-вентиляционные нужды здания.

Относительно просто можно установить зависимость теплопроизводительности теплообменного аппарата от физических параметров однофазных потоков теплоносителей, но в случае воздухо-воздушных теплоутилизаторов имеют место фазовые превращения воды и водяного пара в потоке удаляемого воздуха. В процессе подогрева и охлаждения воздуха в теплообменнике рекуперативного типа его влагосодержание и парциальное давление водяных паров останутся неизменными, однако при достижении охлаждаемым воздухом температуры точки росы и дальнейшем охлаждении в потоке начнет выделяться скрытая теплота парообразования. Без учета потерь в окружающую среду в теплообменнике будет соблюдаться баланс между теплотой (с учетом скрытой теплоты парообразования), передаваемой охлаждаемым воздухом, и теплотой, воспринимаемой подогреваемым воздухом. Поэтому в отдельных частях теплообменника теплопередача будет характеризоваться разными тепловлажностными условиями. Следовательно, в поверочных тепловых расчетах таких теплообменников важно учитывать изменение физических свойств теплоносителей при их фазовых превращениях. В данной статье такой расчет проведен для противоточного воздухо-воздушного теплоутилизатора рекуперативного типа с оребрением пучка тепловых трубок в виде множества сплошных листов, входящего в состав агрегата вентиляционного теплоутилизационного (АВТУ) (рис. 1–3). Достоинствами тепловой трубки, используемой в качестве теплопередающего элемента, являются долговечность, простота в обслуживании, бесшумность в работе и малое термическое сопротивление [6].

Установленный вертикально пучок тепловых трубок разделен на две функциональные зоны: зону испарения и зону конденсации. Воздух, теплота которого утилизируется, проходит снизу в зоне испарения, подогреваемый воздух – сверху в зоне конденсации.

Установка АВТУ комплектуется радиальными вентиляторами с асинхронными двигателями с внешним ротором, что обеспечивает равномерное поле скоростей в каналах перед теплоутилизатором. Регулирование расхода воздуха трехступенчатое. Паспортная производительность опытной установки по воздуху  $500 \text{ м}^3/\text{ч}$  [24].

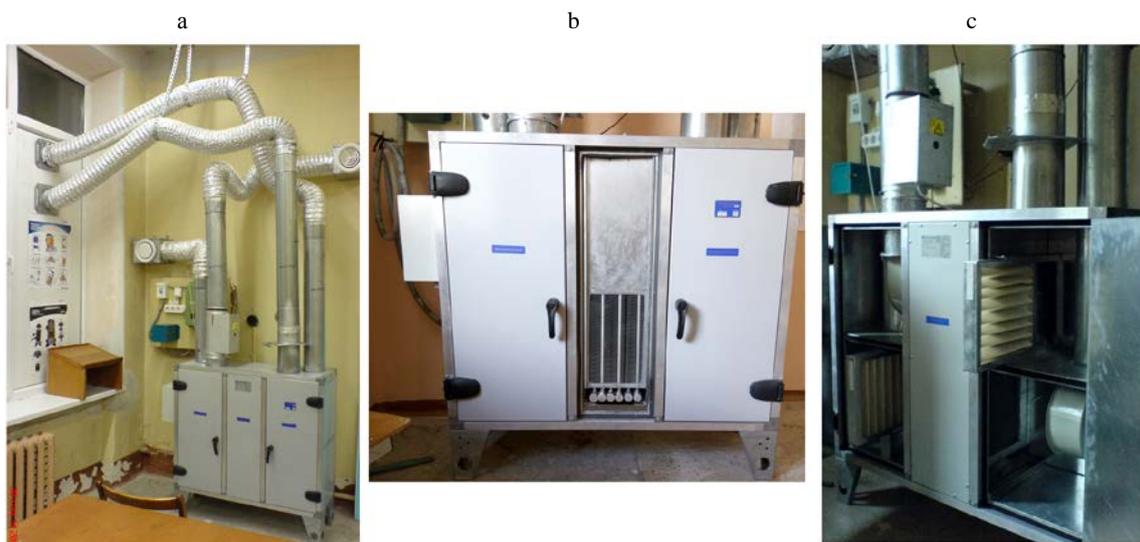


Рис. 1. Установка агрегата вентиляционного теплоутилизационного: а – общий вид; б – фронтальный вид со снятой панелью; с – вид с открытыми дверцами секций

Fig. 1. Heat recovery installation unit: a – general view; б – front view with the panel removed; с – view with open section doors

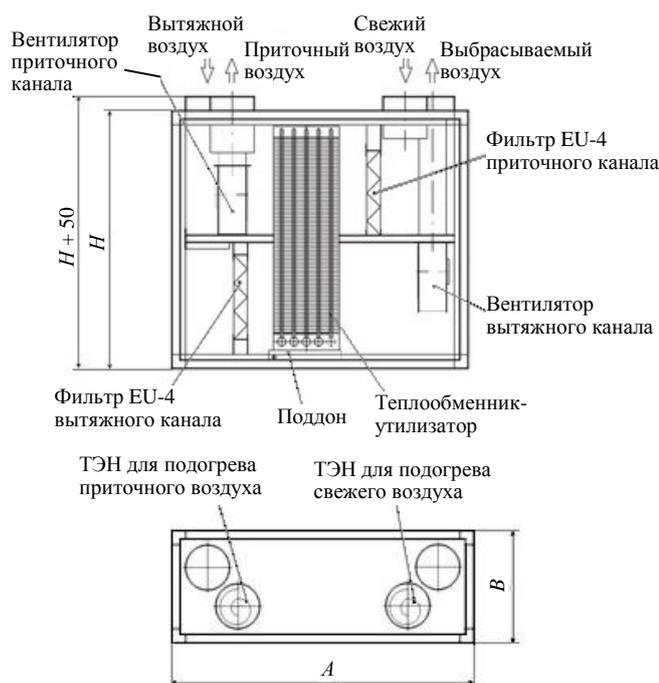


Рис. 2. Схема установки агрегата вентиляционного теплоутилизационного  
Fig. 2. Circuit of heat recovery installation unit

Характеристики исследованного теплоутилизатора: материал трубок и оребрения – алюминий; размеры фронтального сечения полезного пространства теплоутилизатора  $A_{\text{фронт}} = 270$  мм,  $B_{\text{фронт}} = 350$  мм,  $H = 180$  мм; наружный диаметр трубок  $d_0 = 12,6$  мм; толщина пластин  $\Delta = 0,2$  мм; шаг установки пластин  $S = 2,6$  мм; поперечный  $S_1 = 33,4$  мм и продольный  $S_2 = 29$  мм шага трубок; расстояние от края пластины оребрения до лобовой точки ближайшей по ходу воздуха трубки  $h_1 = 8$  мм. Объем теплоутилизатора по габаритам  $A_{\text{фронт}}$ ,  $B_{\text{фронт}}$ ,  $H$  составлял  $0,0170$  м<sup>3</sup>, объем свободного сечения  $0,0137$  м<sup>3</sup>.

тин  $\Delta = 0,2$  мм; шаг установки пластин  $S = 2,6$  мм; поперечный  $S_1 = 33,4$  мм и продольный  $S_2 = 29$  мм шага трубок; расстояние от края пластины оребрения до лобовой точки ближайшей по ходу воздуха трубки  $h_1 = 8$  мм. Объем теплоутилизатора по габаритам  $A_{\text{фронт}}$ ,  $B_{\text{фронт}}$ ,  $H$  составлял  $0,0170$  м<sup>3</sup>, объем свободного сечения  $0,0137$  м<sup>3</sup>.

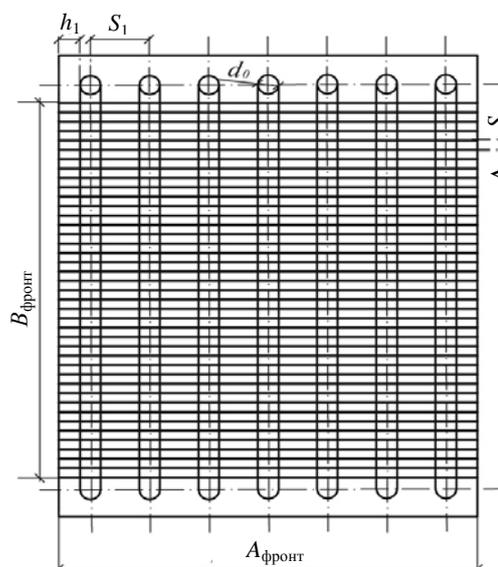


Рис. 3. Фронтальный вид пучка трубок теплоутилизатора в установке агрегата вентиляционного теплоутилизационного  
Fig. 3. Front view of heat exchanger bunch of tubes in the heat recovery installation unit

Процессы тепло- и влагообмена, происходящие в воздухо-воздушных теплообменниках рекуперативного типа, применяемых в системах вентиляции зданий, исследовались авторами [8, 23–27] и др. Результаты и выводы перечисленных работ распространяются на типовые конструкции теплообменников рекуперативного и регенеративного типов с учетом особенностей и назначения объектов, на которых эти теплообменники применяются. Для теплоутилизатора в составе установки АВТУ процессы тепло- и влагообмена исследовали с помощью разработанного авторами численного метода технико-экономического расчета установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа, который позволяет анализировать параметры режимов эксплуатации при теплообмене без выпадения и с выпадением конденсата в одном из теплоносителей, определять комплекс обобщенных и локальных показателей термодинамической и экономической эффективности эксплуатации.

При физико-математическом описании тепло- и влагообмена в исследуемом теплоутилизаторе было отдано предпочтение модели переноса [25], в которой течение воздуха рассматривается как поток жидкости с постоянной по его сечению скоростью. Математическая модель тепло- и влагообмена получена на основании известных законов первого начала термодинамики и Ньютона – Рихмана, что является свидетельством ее достоверности.

Произведен зональный тепловой расчет теплоутилизатора с определением температур удаляемого (индексы у физических параметров «1») и приточного (индексы «2») воздуха по площади поверхности теплообмена. Температуры усреднены в шести функциональных объемах (по количеству поперечных потоку рядов трубок). Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи усреднялись отдельно для зон без выпадения и с выпадением конденсата. Определены условия теплообмена в диапазоне температур приточного воздуха  $(-26)$ – $(+8)$  °С для трех вариантов работы установки АВТУ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ : при балансе номинального количества удаляемого и приточного воздуха  $L_1 = L_2 = 500$ ; при дисбалансе  $L_1 = 500, L_2 = 0,67L_1$ ; при дисбалансе  $L_1 = 500, L_2 = 0,33L_1$ . Последние два варианта

исследованы в целях поиска возможных сочетаний температур приточного и удаляемого воздуха, при которых во всем объеме теплоутилизатора не происходило бы фазового перехода водяного пара в потоке удаляемого воздуха в жидкое состояние, что исключает необходимость сбора и отвода конденсата и проведение мероприятий по предотвращению его замерзания.

Основную сложность в тепловом расчете теплообменника с фазовыми превращениями в потоке теплоносителя представляют неизвестные температуры на границе раздела фаз  $t_{ctf}$  «удаляемый воздух – конденсат», температура поверхности теплообмена со стороны канала удаляемого воздуха  $t_{w1}$  и температура со стороны приточного воздуха  $t_{w2}$ , которые, кроме всего прочего, необходимо определять для каждого функционального объема теплообменника, где параметры, характеризующие теплопередачу, приняты сосредоточенными (постоянными). Здесь и далее функциональные объемы теплообменника названы интервалами для возможности применения понятия «интервал» к другим конструкциям теплообменных поверхностей.

Расчет определяющих температур удаляемого  $t_{1i}$  и приточного  $t_{2i}$  воздуха в каждом  $i$ -м интервале теплообменника с учетом скрытой теплоты конденсации в потоке удаляемого воздуха возможно произвести расчетно-графическим способом по методике, предложенной в [28, 29], или использовать для этого расчетный метод последовательных приближений температур  $t_{ctf}, t_{w1}, t_{w2}$  путем перебора их вручную для увязки теплового баланса между потоками удаляемого и приточного воздуха. При этом необходимо соблюсти условие неравенства температур  $t_1 > t_{ctf} > t_{w1} > t_{w2} > t_2$ . Последний из указанных методов опробован в процессе проведения теплового поверочного расчета конденсационного теплоутилизатора типа ТК производства Витебского коммунального производственного унитарного предприятия котельных и тепловых сетей «ВПКиТС», в результате чего для четырех режимов нагрузки котлоагрегата КВ-РМ-2,5 определены конечные температуры дымовых газов  $t_1''$  и воды  $t_2''$  с отклонением от данных режимной карты  $\pm 0,3$  °С [30].

Зону начала выпадения конденсата в канале удаляемого воздуха определяли путем сравнения температур удаляемого воздуха на входе  $t'_{li}$  и выходе  $t''_{li}$   $i$ -го интервала с температурой точки росы удаляемого воздуха  $t_{p1}$ , если:

а)  $t'_{li} > t''_{li} > t_{p1}$  – в объеме  $i$ -го интервала происходит теплообмен без выпадения конденсата;

б)  $t'_{li} > t_{p1} > t''_{li}$  – в объеме  $i$ -го интервала теплообменника происходит частично теплообмен с выпадением конденсата;

в)  $t'_{li} = t_{p1} \geq t_{w1}$  – во всем объеме канала удаляемого воздуха (т. е. не только в первом интервале) происходит выпадение конденсата.

Интенсивность теплоотдачи при конденсации водяного пара во влажном воздухе, Вт/(м<sup>2</sup>·°C), определяется суммой коэффициентов теплоотдачи конвекцией от воздуха к пленке конденсата  $\alpha_{кв}$  и теплоотдачи при конденсации пара  $\alpha_{кс}$  [31]

$$\alpha_{вл} = \alpha_{кв} + \alpha_{кс} = \alpha_{кв} + \frac{\beta_p [r + (i - i_p)] (p_n - p_{ctf})}{t_1 - t_{ctf}}, \quad (1)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, кг/(м<sup>2</sup>·с·Па) [31];  $r$  – теплота парообразования, Дж/кг, определяется по температуре  $t_{ctf}$  на границе раздела фаз;  $i$  – энтальпия перегретого пара во влажном воздухе, Дж/кг;  $i_p$  – энтальпия пара в состоянии насыщения при давлении  $p$  в потоке влажного воздуха, Дж/кг;  $p_n$  – давление насыщения пара при температуре удаляемого воздуха  $t_1$ , Па;  $p_{ctf}$  – парциальное давление пара при температуре  $t_{ctf}$ .

Для каналов теплоутилизаторов, образованных множеством сплошных плоских листов обрешетки труб, коэффициент теплоотдачи [32]

$$\alpha_{кв.i} = 3,51 \frac{w_i^{0,8}}{d_r^{0,2}}, \quad (2)$$

где « $i$ » – индекс, соответствующий рассматриваемому интервалу теплоутилизатора;  $w_i$  – скорость потока воздуха в теплоутилизаторе, м/с;  $d_r$  – гидравлический диаметр проходного сечения теплоутилизатора, м.

Расчет температур удаляемого  $t''_{li}$  и приточного  $t''_{2i}$  воздуха на выходе из теплоутилизатора

(и его интервалов) осуществляли по известной площади поверхности теплообмена  $F$ , водяным эквивалентам теплоносителей  $W = Gc_p$  и коэффициентам теплопередачи  $k_i$  (в первом и втором приближении, не считая итерации с перебором температур  $t_{ctf}$ ,  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ) по формулам [33]:

$$t''_{li} = t'_1 - (t'_1 - t'_2) \times \frac{1 - \exp \left[ -\frac{k_i F_x \left( 1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \right) \right]}{1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \exp \left[ -\frac{k_i F_x \left( 1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \right) \right]}, \quad (3)$$

$$t''_{2i} = t'_2 + (t'_1 - t'_2) \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \times \frac{1 - \exp \left[ -\frac{k_i F_x \left( 1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \right) \right]}{1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \exp \left[ -\frac{k_i F_x \left( 1 - \frac{c_{p1} G_1}{c_{p2} G_2} \right) \right]}, \quad (4)$$

где « $i$ » – индекс, обозначающий интервал теплоутилизатора;  $F_x$  – площадь поверхности теплообмена по тракту одного из теплоносителей, считая от входной точки, м<sup>2</sup>;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $c_p$  – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°C);  $k$  – коэффициент теплопередачи по тракту одного из теплоносителей (осредненный по площади  $F$  или взятый для одного из интервалов теплоутилизатора), Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Формулы (3), (4) справедливы для противоточной схемы теплообмена.

Поверочный тепловой расчет теплоутилизатора считается завершенным, т. е. определены средние температуры воздуха в его интервалах, средние коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, а также теплопроизводительность, если установлено равенство левой и правой частей в двух балансовых уравнениях [31] с невязкой не более заданной величины в 5 % для каждого интервала и для теплоутилизатора в целом:

$$\varepsilon \left[ \alpha_{кв} (t_1 - t_{ctf}) + \beta_p r (p_n(t_1) - p_n(t_{ctf})) \right] =$$

$$= \frac{t_{ctf} - t_2}{\frac{1}{\alpha_{kc}} \frac{F_{то}}{F_{внутр}} + \left( \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} \right) \frac{F_{то}}{F_{внутр}} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (5)$$

$$\frac{t_{ctf} - t_2}{\frac{1}{\alpha_{kc}} \frac{F_{то}}{F_{внутр}} + \left( \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} \right) \frac{F_{то}}{F_{внутр}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{t_{w1} - t_2}{\left( \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} \right) \frac{F_{то}}{F_{внутр}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент эффективности переноса теплоты из зоны испарения в зону конденсации;  $F_{то}$ ,  $F_{внутр}$  – площадь поверхности теплообмена в каналах приточного и удаляемого воздуха соответственно,  $m^2$  (для рассматриваемого теплоутилизатора  $F_{то} = F_{внутр}$ );  $\sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j}$  –

сумма сопротивлений теплопроводности  $j$ -х слоев теплопередающей стенки,  $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$  (не учитывали в расчете);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи в канале приточного воздуха,  $Вт / (m^2 \cdot ^\circ C)$ .

Поверочный тепловой расчет теплоутилизатора реализован в СУБД MS Excel и фактически сводится к вводу исходных данных (обмерочных характеристик теплоутилизатора, указанных ранее, начальных температур удаляемого  $t'_1$  и приточного  $t'_2$  воздуха, начальной относительной влажности  $\phi'_1$  удаляемого воздуха, давления  $p$  в потоке воздуха, объемных расходов удаляемого  $L_1$  и приточного  $L_2$  воздуха, количества часов стояния температур наружного воздуха) и перебора вручную температур  $t_{ctf}$ ,  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ . Для удобства ведения расчетов, которые предполагают необходимость последовательных приближений искомых величин, физические параметры сухого воздуха, воды и водяного пара аппроксимированы в виде аналитических зависимостей [34]. В дополнение к результатам поверочного расчета получены величины, характеризующие эффективность использования теплоты в теплоутилизаторе.

Задача разработки логически обоснованной методики определения эксергетического КПД  $\eta_e$ ,

пригодной для любых систем преобразования энергии, решалась постепенно [2, 3]. В конечном счете сформулированы общие подходы в его определении. Первый основан на нахождении величины отношения суммарных потоков эксергии на выходе системы к эксергии на входе [35, 36]. Предельное значение  $\eta_e = 1$  для обратимого процесса, а разность между знаменателем и числителем равна потере эксергии от необратимости. Однако этот КПД не отражает эффективности процесса с точки зрения его целевого назначения. Примером может служить теплообменник, в котором на месте теплопроводной стенки установлена адиабатная перегородка, и теплота вообще не передается. Тогда можно считать, что эксергия горячего потока на входе в теплообменник равна его эксергии на выходе. То же можно сказать и о холодном потоке. Нетрудно видеть, что в этом случае  $\eta_e = 1$ , и здесь нет ошибки, так как процесс идеален – потерь не имеется. Другими словами, формально корректно составленный КПД не дает правильной информации о том, насколько эффективно данный теплообменник выполняет свое назначение. В этом случае применяется другой подход – разностный. Можно рассмотреть отношение возрастания получаемой эксергии (полезный прирост) к уменьшению расходуемой эксергии (затраты). Однако в одном и том же процессе в качестве полезных эффектов и затрат могут пониматься разные аспекты. Например, при расчете химической составляющей эксергии дымовых газов под полезным эффектом понимается прирост эксергии, связанный в одних случаях с возрастанием объемных концентраций продуктов сгорания, а в других – с увеличением их парциальных давлений. Тем не менее в статье использован второй подход к определению эксергетического КПД как более универсальный.

Для теплообменника рекуперативного типа с выпадением конденсата на стороне одного из теплоносителей показатели эффективности должны рассчитываться с учетом фазовых превращений. Термин «эксергетический КПД» для теплоутилизатора нивелируется, поскольку технически задача снижения потерь эксергии удаляемого воздуха («топлива» по [37]) не имеет смысла, и можно говорить лишь о контроли-

руемом отношении прироста эксергии подогреваемого приточного воздуха («продукта» [37]) к имеющемуся падению теплового потенциала («запаса эксергии» [37]) удаляемого воздуха при заданной температуре окружающей среды [38].

Для противоточного или перекрестноточного теплообменника уравнение эксергетического КПД Грассмана [2] имеет вид

$$\eta_e = \frac{e_2'' - e_2'}{e_1' \frac{G_1}{G_2} - e_2'} \quad (7)$$

где  $e$  – удельная эксергия потока, Дж/кг, при его текущей температуре  $t$  относительно температуры окружающей среды  $t_0$  (верхний индекс «'» относится к параметрам потока на входе в интервал или теплообменник в целом, «''» – к параметрам потока на выходе из интервала или теплообменника в целом);  $G_1$ ,  $G_2$  – массовый расход удаляемого и приточного воздуха соответственно, кг/с.

В знаменателе формулы (7) стоит тепловой потенциал потока удаляемого воздуха для идеального теплообменника (с бесконечной поверхностью теплообмена), где выходные параметры удаляемого воздуха теоретически становятся равными параметрам приточного воздуха на входе.

При малых парциальных давлениях водяного пара во влажном воздухе его свойства близки к свойствам идеального газа [3]. Таким образом, влажный воздух рассматривается как бинарная смесь идеальных газов. Эксергия влажного воздуха в потоке соответствует его термомеханической составляющей с исключением из рассмотрения химической составляющей, поскольку химический потенциал влажного воздуха в потоке и в окружающей среде считается одинаковым [2]. Не учтена также внешняя кинетическая и потенциальная составляющие эксергии потока: первая – по причине усреднения скорости воздушных потоков по поперечному сечению теплоутилизатора, вторая – по причине неизменности положения в пространстве теплоутилизатора потоков удаляемого и приточного воздуха.

Температура приточного воздуха на входе в теплоутилизатор  $t_1'$  принята равной температу-

ре окружающей среды  $t_0$ . Тогда удельная термомеханическая эксергия приточного воздуха на входе в теплоутилизатор  $e_2'$  равна нулю, и формула эксергетического КПД для контрольной поверхности теплоутилизатора принимает вид

$$\eta_e = \frac{G_2 (e_2'' - e_2')}{G_1 e_1'} \quad (8)$$

Удельная термомеханическая эксергия, Дж/кг, влажного воздуха при температуре  $t$  определяется по формуле Т. Бэса [39, 40]

$$e_b = (i_b - i_{b0}) - T_0 \left[ c_p \ln \frac{T_b}{T_{b0}} - R_b \ln \frac{p(t) - \Phi p_n}{p_0(t_0) - \Phi_0 p_{n0}} \right] + d \left[ (i_n - i_{n0}) - T_0 c_p \ln \frac{T_n}{T_{n0}} \right] \quad (9)$$

где «0» – индекс у параметров влажного воздуха при температуре окружающей среды  $t_0$ ; «п», «н», «в» – индексы у параметров водяного пара, на линии насыщения и влажного воздуха соответственно;  $d$  – влагосодержание, подставляется в кг вл. возд./кг сух. возд.;  $T$  – абсолютная температура, К.

Энтальпия влажного ненасыщенного воздуха, кДж/кг, складывается из энтальпий сухого воздуха и пара [41]

$$i_b = i_{c.v} + di_n \quad (10)$$

или в раскрытом виде

$$i_b = c_{p.c.v} t + d \left[ c_{p.p} (t - t_n) + c_{p.вод} t_n + r \right] \quad (11)$$

где  $c_{p.c.v}$ ,  $c_{p.p}$ ,  $c_{p.вод}$  – удельная теплоемкость сухого воздуха, пара и воды соответственно, кДж/(кг·°C).

С учетом (11), принятых обозначений и условий изменения тепловлажностного состояния воздуха запишем выражения для определения энтальпий удаляемого и приточного воздуха на входе и выходе воздушного теплоутилизатора:

$$i_{b1}' = c_{p.c.v} t_1' + d_1' \left[ c_{p.p} (t_1' - t_{n1}') + c_{p.вод} t_{n1}' + r \right] \quad (12)$$

$$i_{b1}'' = c_{p.c.v} t_1'' + d_1'' c_{p.вод} t_{n1}'' \quad (13)$$

$$i'_{в2} = c_{рс.в} t'_2 + d'_2 [c_{рп} (t'_2 - t'_{н2}) + c_{р\text{воды}} t'_{н2} + r]; \quad (14)$$

$$i''_{в2} = c_{рс.в} t''_2 + d'_2 [c_{рп} (t''_2 - t'_{н2}) + c_{р\text{воды}} t'_{н2} + r]. \quad (15)$$

Для более точного решения формула (13) должна содержать слагаемое, учитывающее энтальпию воды, однако фактическое содержание последней оценить невозможно. Выражения (12)–(15) записаны с учетом постоянства влагосодержания приточного воздуха и непостоянства энтальпии (и соответственно влагосодержания) удаляемого воздуха в процессе рекуперации теплоты.

Формулы для определения удельных термомеханических эксергий влажного воздуха, кДж/кг, будут иметь вид:

– для прироста удельной термомеханической эксергии приточного воздуха

$$e''_{в2} - e'_{в2} = (i''_2 - i'_2) - T'_2 \left[ c_{рс.в} \ln \frac{T''_2}{T'_2} - R_{в} \ln \frac{p - \Phi''_2 p''_{н2}}{p - \Phi'_2 p'_{н2}} \right] + d_2 \left[ 1,86(t''_2 - t'_2) - T'_2 c_{р\text{воды}} \ln \frac{T''_2}{T'_2} \right]; \quad (16)$$

– для удельной термомеханической эксергии удаляемого воздуха на входе в теплоутилизатор

$$e'_{в1} = (i'_1 - i'_2) - T'_2 \left[ c_{рс.в} \ln \frac{T'_1}{T'_2} - R_{в} \ln \frac{p - \Phi'_1 p'_{н1}}{p - \Phi'_2 p'_{н2}} \right] + d_1 \left[ 1,86(t'_1 - t'_2) - T'_2 c_{р\text{воды}} \ln \frac{T'_1}{T'_2} \right]. \quad (17)$$

Наряду с эксергетическим КПД, в качестве показателя эффективности теплоутилизатора используется энтальпийный коэффициент рекуперации [41] как отношение изменения энтальпии одного из потоков к тепловому потенциалу другого потока, а также температурный коэффициент эффективности [30, 42], значение которого приводится производителем установки теплообменного аппарата в ее паспорте.

Энтальпийный коэффициент рекуперации по изменению энтальпии подогреваемого теплоносителя (приточного воздуха) рассчитывается по формуле

$$\eta_{i2} = \frac{i''_2 - i'_2}{i'_1 \frac{G_1}{G_2} - i'_2}. \quad (18)$$

Температурный коэффициент эффективности теплоутилизатора по подогреваемому теплоносителю (приточному воздуху)

$$\eta_{t2} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2}. \quad (19)$$

### Результаты исследования

Для трех вариантов расхода приточного воздуха в установке АВТУ определены условия теплообмена (рис. 4) по каждому интервалу теплоутилизатора: без выпадения конденсата, с выпадением конденсата в части теплообменника, с выпадением конденсата во всем теплообменнике и с опасностью замерзания.

Эксплуатация установки с теплоутилизатором рекуперативного типа при соблюдении баланса объемных расходов удаляемого и приточного воздуха чревата обледенением и перекрытием проходного сечения тракта удаляемого воздуха при температурах наружного воздуха от минус 10 °С и ниже. Для целей вентиляции и воздушного отопления это означает невозможность использования установки, подобной АВТУ-500, как единственной и самостоятельной единицы оборудования для обеспечения параметров микроклимата и создания комфортных условий в помещениях в течение отопительного периода. Данный пример показывает: вывод, содержащийся в [43], о том, что приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией теплоты позволяет отказаться от применения дополнительного оборудования для нагрева воздуха, подлежит опровержению. В режимах работы на дисбалансе объемных расходов  $L_1 = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L_2 = 0,33L_1 \text{ м}^3/\text{ч}$  опасность замерзания отсутствует, однако в интервале начальных температур приточного воздуха (–25)–0 °С в объеме теплоутилизатора будет происходить выпадение конденсата в канале удаляемого воздуха. Теплообмена без выпадения конденсата можно добиться только при работе установки на дисбалансе  $L_1 = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L_2 = 0,33L_1 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при начальной температуре приточного воздуха от 5 °С и выше.

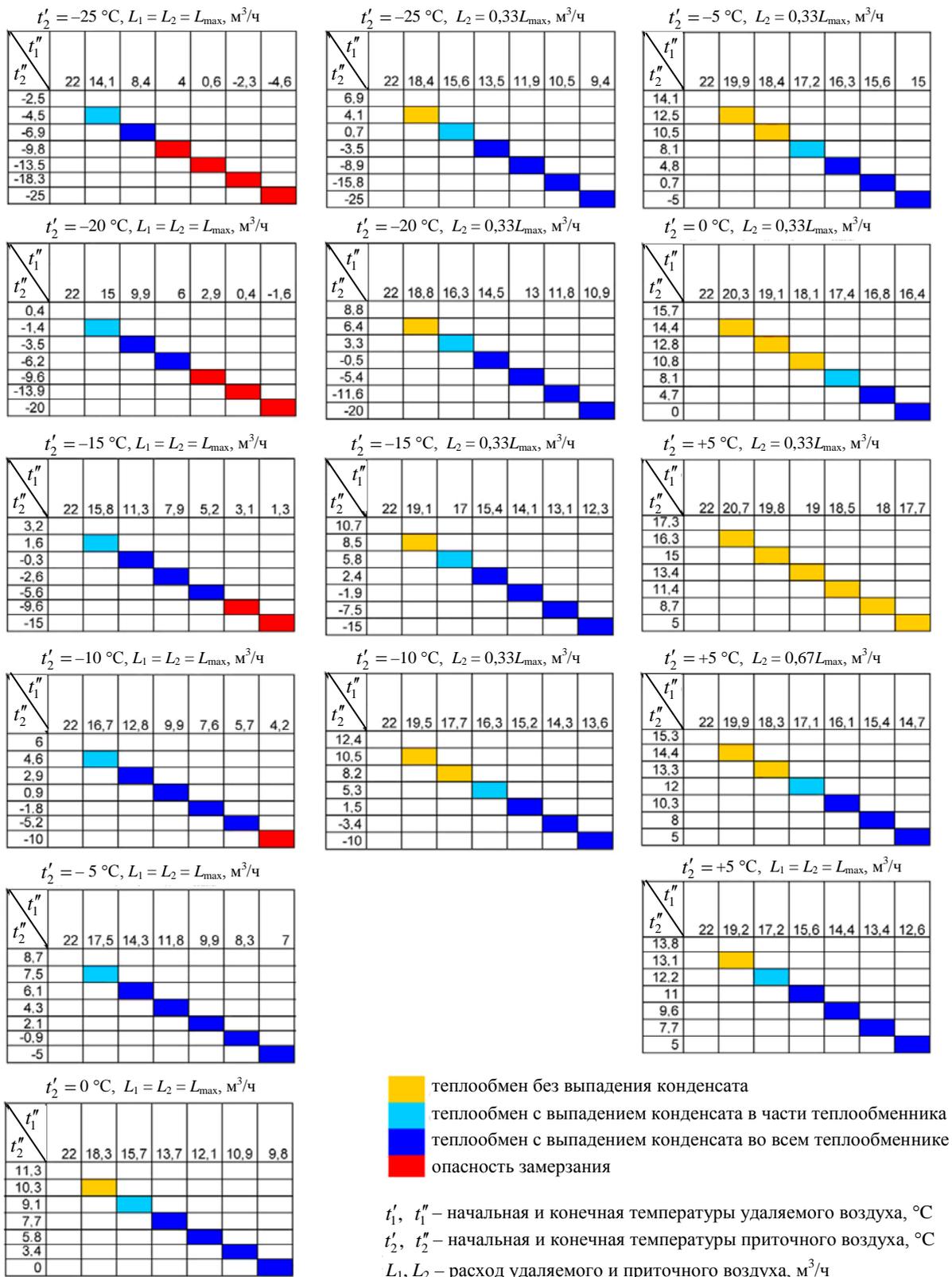


Рис. 4. Условия теплообмена в различных режимах работы теплоутилизатора в установке агрегата вентиляционного теплоутилизационного при противоточной схеме движения теплоносителей

Fig. 4. Heat exchange conditions in various operation modes of heat recovery unit in the ventilation installation with counterflow movement scheme of heat carriers

Средний в пучке коэффициент теплопередачи, рассчитанный согласно разработанному авторами численному методу технико-экономического расчета установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа по средним определяющим температурам первого приближения (без учета конденсации), отличается от среднего, рассчитанного по средним определяющим температурам второго приближения (с учетом конденсации, не считая итерации с подбором температур  $t_{ctf}$ ,  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ), на 2,8 % (рис. 5).

Коэффициент теплопередачи в канале удаляемого воздуха, рассчитанный по средним определяющим температурам для всего теплоутилизатора без учета скрытой теплоты конденсации, получается на 24 % меньше коэффициента теплопередачи, рассчитанного по средним определяющим температурам для всего теплоутилизатора, но при учете скрытой теплоты конденсации. Также следует отметить, что коэффициент теплопередачи стремится к самому малому из двух коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$  (сопротивление теплопроводности алюминиевой стенки не учитывалось), в рассматриваемом случае – к  $\alpha_2$ , т. е. в канале приточного воздуха.

При увеличении расхода приточного воздуха  $L_2$  средний коэффициент теплопередачи возрастает (рис. 6), что также подтверждается вы-

водом в [42]. Вместе с тем при номинальном расходе приточного воздуха  $L_2 = L_1$  локальный коэффициент теплопередачи (в интервалах) по пути от первого поперечного ряда трубок к третьему (считая по тракту удаляемого воздуха) увеличивается на 26 %, однако затем по пути к шестому ряду уменьшается. При меньших расходах приточного воздуха наблюдается тенденция к снижению коэффициента теплопередачи от ряда к ряду. Все это свидетельствует о низкой турбулизирующей способности пучка оребренных труб теплоутилизатора. При малых расходах приточного воздуха в его канале режим течения является ламинарным. Для интенсификации теплообмена в таком пучке следует применять искусственные турбулизирующие элементы, например алюминиевые листы оребрения выполнять с микроперфорацией либо с микроштамповкой из продольных и поперечных канавок, лунок.

Полученная расчетом тенденция к уменьшению коэффициента теплопередачи по рядам также может быть связана с выпадением влаги в канале удаляемого воздуха. При невысоких температурах удаляемого воздуха (ниже 22 °С) потенциал скрытой теплоты конденсации незначительный, в то время как сопротивление теплопроводности слоя конденсата является серьезным препятствием на пути теплового потока при небольших температурных напорах.

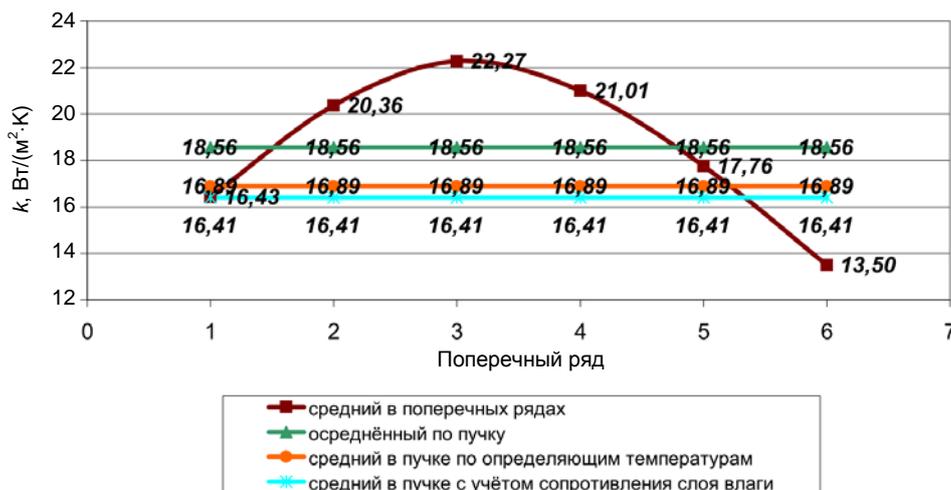


Рис. 5. Коэффициент теплопередачи по поперечным рядам трубок теплоутилизатора (при температуре наружного воздуха  $t'_2 = 0$  °С и воздушном балансе  $L_2 = L_1$ , м<sup>3</sup>/ч)

Fig. 5. Coefficient of heat transfer along transverse rows of heat exchanger bunch tubes (at external temperature  $t'_2 = 0$  °С and air balance  $L_2 = L_1$ , м<sup>3</sup>/h)

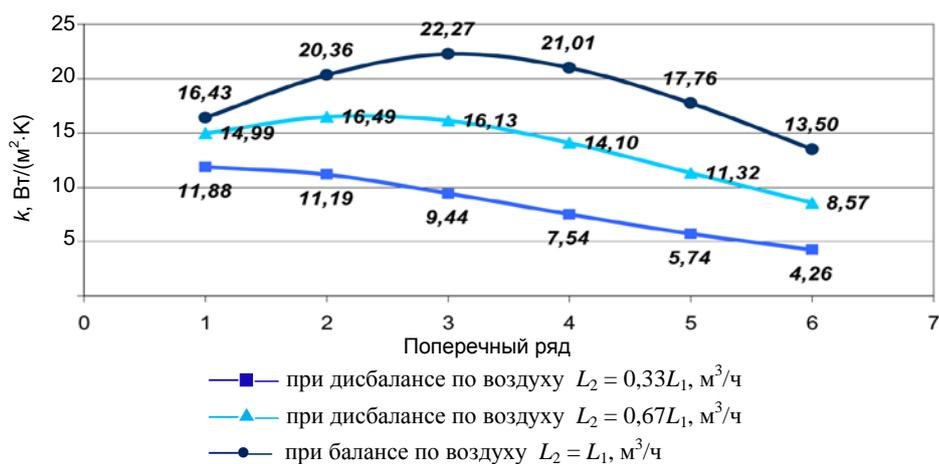


Рис. 6. Коэффициент теплопередачи по поперечным рядам трубок теплоутилизатора (при температуре наружного воздуха  $t_2' = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Fig. 6. Coefficient of heat transfer along transverse rows of heat exchanger bunch tubes (at external temperature  $t_2' = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Объем выпавшего конденсата в канале удаляемого воздуха, приближенно оцененный через влагосодержание и расход удаляемого воздуха, составил  $2,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ , что соответствует толщине слоя конденсата 1,17 мм, если он равномерно покрывает поверхность теплообмена (трубки и пластины оребрения) в канале удаляемого воздуха. Если предположить, что в первых двух интервалах теплоутилизатора теплообмен происходит без выпадения конденсата, это означает, что при шаге установки пластин  $S = 2,8 \text{ мм}$  интервалы с третьего по шестой будут находиться в затопленном состоянии. Описанные обстоятельства характерны не только для условий с температурой наружного воздуха  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , но и для температур в диапазоне  $(-5,9) - (+8,0) \text{ }^\circ\text{C}$  (77 % времени стояния за отопительный период для г. Полоцка). Причем тенденция к изменению коэффициентов теплопередачи аналогична изображенной на рис. 6 с отличиями в значениях по конкретным интервалам и при заданных расходах воздуха 0,7–1,3 %.

В [17] найденный экспериментально и осредненный по пучку коэффициент теплопередачи составил  $19,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , что на 3,8 % больше рассчитанного в настоящей статье (рис. 5).

Определены показатели термодинамической эффективности теплоутилизатора в диапазоне температур приточного воздуха  $(-25) - (+5) \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 7).

Температурный коэффициент эффективности, вычисленный по формуле (19), в интервале начальных температур наружного воздуха  $(-25) - (+5) \text{ }^\circ\text{C}$  укладывается в диапазон заявленных производителем значений 30–75 %.

При увеличении начальной температуры приточного воздуха температурный коэффициент эффективности растет, однако не учитывает влажностного состояния удаляемого воздуха. При повышении расхода приточного воздуха температурный коэффициент уменьшается, что также подтверждается выводом в [42]. Энтальпийный коэффициент, определенный по (18), и коэффициент эксергетической эффективности (8) имеют заметно меньшие значения, чем температурный коэффициент, и при увеличении начальной температуры приточного воздуха уменьшаются. Происходит это по двум причинам: во-первых, коэффициент эксергетической эффективности убывает с ростом относительной влажности удаляемого воздуха; во-вторых, увеличение начальной температуры приточного воздуха уменьшает термодинамическую ценность удаляемого воздуха, поскольку его эксергия отсчитывается от температуры окружающей среды  $t_0$ , которой и соответствует температура приточного воздуха. Тепловой поток имеет тем меньшую энергетическую ценность, чем меньше разница между температурой источника теплоты и температурой окружающей среды.

Для исследования режимов работы теплоутилизатора был взят диапазон температур наружного воздуха от  $(-26)$  до  $(+8) \text{ }^\circ\text{C}$  за отопительный период, который затем разбивали на интервалы  $(-26) - (-22)$ ,  $(-21,9) - (-18,0)$ ,  $(-17,9) - (-14,0)$ ,  $(-13,9) - (-10,0)$ ,  $(-9,9) - (-6,0)$ ,  $(-5,9) - (-2,0)$ ,  $(-1,9) - (+2,0)$  и  $(+2,1) - (+8,0) \text{ }^\circ\text{C}$  с известным числом часов стояния температур согласно табл. 3.19 Изменения № 1 к СНБ 2.04.02–2000 «Строительная климатология».

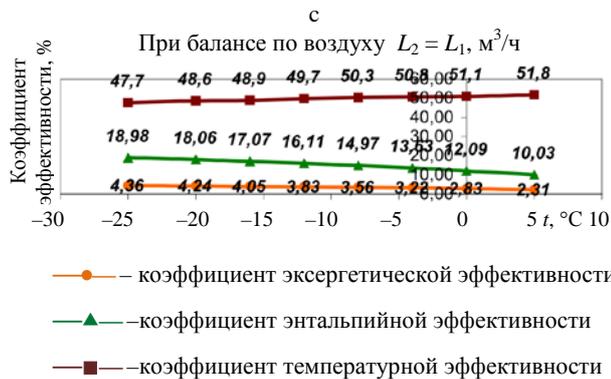
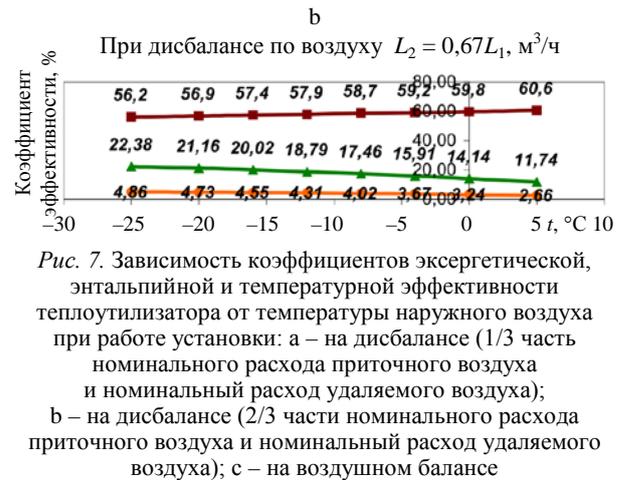
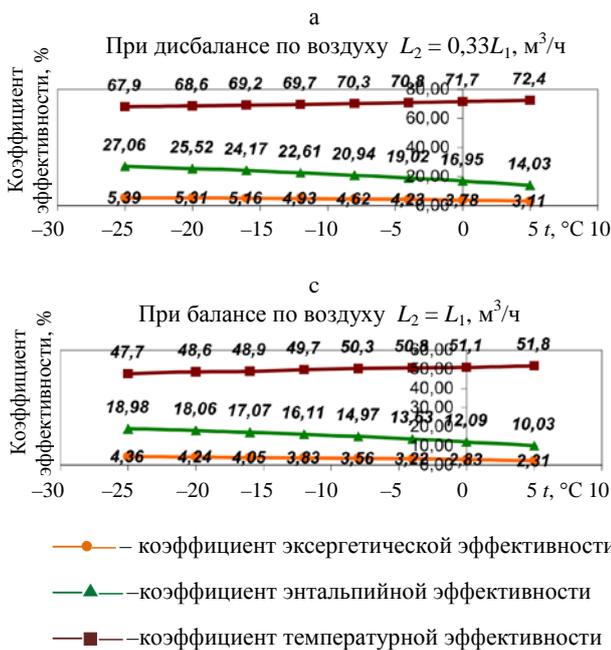


Рис. 7. Зависимость коэффициентов эксергетической, энтальпийной и температурной эффективности теплоутилизатора от температуры наружного воздуха при работе установки: а – на дисбалансе (1/3 часть номинального расхода приточного воздуха и номинальный расход удаляемого воздуха); б – на дисбалансе (2/3 части номинального расхода приточного воздуха и номинальный расход удаляемого воздуха); с – на воздушном балансе

Fig. 7. Dependence of exergy, enthalpy and temperature efficiency coefficients of heat recovery unit on external air temperature when the unit operates: а – at imbalance (1/3 of nominal flow rate of supplying air and nominal flow rate of exhaust air); б – at an imbalance (2/3 of nominal flow rate of supplying air and nominal flow rate of exhaust air); с – on air balance

В качестве нижней границы интервала брали температуру на градус ниже средней температуры наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 (для г. Полоцка это  $-25$  °C). Данная температура используется для тепловых расчетов отопительно-вентиляционных систем. В качестве верхней границы принята средняя температура наружного воздуха для переходного периода года –  $+8$  °C. Температура в каждом таком интервале усреднена, например, для интервала  $(+2,1)–(+8,0)$  °C средней будет температура  $+5$  °C, для  $(-5,9)–(-2,0)$  °C –  $-4$  °C и т. д. Таким образом, величины годовых затрат и экономии энергии по теплоутилизационной установке определяли дискретно во взятых температурных интервалах при средних температурах наружного воздуха в этих интервалах.

Что касается интервала температур  $(-26)–(-22)$  °C, для него средняя температура будет  $-24$  °C, а не  $-25$  °C, при которой выше были определены условия теплообмена и величины коэффициентов термодинамической эффективности теплоутилизатора (рис. 4 и 7). В примененной модели стационарного теплообмена условия теплообмена и величины коэффициентов термодинамической эффективности теплоутилизатора не находятся в зависимости с временем стояния температур наружного воздуха, и поэтому для расчетов упомянутых характеристик могут быть выбраны любые

температуры из интервала  $(-26)–(+8)$  °C. Впрочем, возможное изменение температуры с  $(-25)$  на  $(-24)$  °C в указанных случаях не приведет к изменениям выводов в этой статье.

Диапазон температур наружного воздуха  $(-5,9)–(+8,0)$  °C охватывает три расчетных интервала температур  $((-5,9)–(-2,0)$ ,  $(-1,9)–(+2,0)$ ,  $(+2,1)–(+8,0)$  °C) с соответствующими среднеинтервальными температурами  $(-4)$ ,  $0$  и  $(+5)$  °C.

Наибольшее количество сэкономленной тепловой энергии за счет утилизации теплоты удаляемого воздуха получено в диапазоне температур отопительного периода  $(-5,9)–(+8,0)$  °C (при среднеинтервальных расчетных температурах  $(-4)$ ,  $0$  и  $(+5)$  °C) (рис. 8), что и определяет целесообразность применения рассматриваемой теплоутилизационной установки в указанный период.

График зависимости количества сэкономленной тепловой энергии от температуры наружного воздуха получается практически эквидистантным графику изменения времени стояния температур наружного воздуха [44], и при работе установки на воздушном балансе  $L_2 = L_1$  экономия выше на 50 %, чем при работе на дисбалансе  $L_2 = 0,33L_1$ , а также на 21% выше, чем при дисбалансе  $L_2 = 0,67L_1$ , однако, как отмечалось выше, при увеличении расхода приточного воздуха  $L_2$  до номинального термодинамические условия работы установки АВТУ ухудшаются.

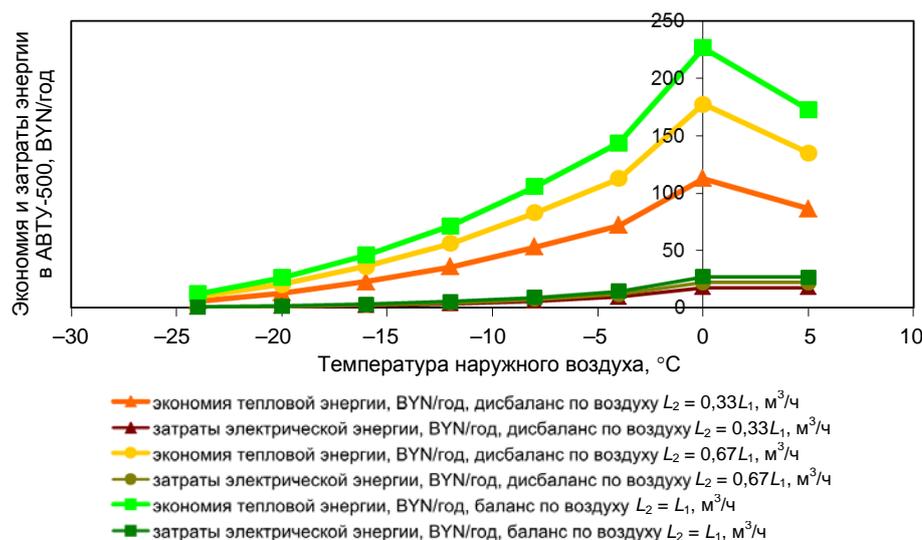


Рис. 8. Стоимостные показатели работы установки агрегата вентиляционного теплоутилизационного в отопительный период

Fig. 8. Cost indicators for operation of heat recovery installation unit during heating period

## ВЫВОДЫ

1. На основе разработанного метода технико-экономического расчета установок с теплообменными аппаратами рекуперативного типа определены термодинамические режимы воздухо-воздушного теплоутилизатора рекуперативного типа, входящего в состав рассмотренной вентиляционной установки малой производительности.

2. Отмечено влияние изменения физических характеристик потоков теплоносителей на показатели термодинамической и экономической эффективности рассмотренной вентиляционной установки с учетом и без учета фазовых превращений в одном из потоков.

3. Установлены и научно обоснованы климатические условия, при которых утилизация теплоты удаляемого воздуха в рассмотренной вентиляционной установке технически оправдана и экономически целесообразна.

## ЛИТЕРАТУРА

- Кузнецов, Ю. В. Энергосберегающие технологии и мероприятия в системах энергосбережения / Ю. В. Кузнецов, С. В. Федорова. Екатеринбург: УрО РАН, 2008. 356 с.
- Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. М.: Энергоатомиздат, 1988. 250 с.
- Сажин, Б. С. Эксергетический метод в химической технологии / Б. С. Сажин, А. П. Булеков. М.: Химия, 1992. 208 с.
- Андрющенко, А. И. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС / А. И. Андрющенко. М.: Высш. шк., 1974. 280 с.
- Хрусталева, Б. М. К вопросу применения эксергетического метода термодинамического анализа при оценке и разработке энергоиспользования в промышленных теплотехнологиях / Б. М. Хрусталева, В. Н. Романюк, А. Н. Пехота // Энергетическая стратегия. 2017. № 1. С. 50–56.
- Утилизация теплоты вентиляционных выбросов промышленных зданий / А. В. Барков [и др.] // Научный журнал строительства и архитектуры. 2019. Т. 56, № 4. С. 46–56.
- Костуганов, А. Б. Исследование эффективности утилизации теплоты в рекуперативных теплообменниках установок автономной вентиляции / А. Б. Костуганов // Градостроительство и архитектура. 2020. Т. 10, № 1. С. 36–46. <https://doi.org/10.17673/Vestnik.2020.01.6>.
- Зыков, А. П. Повышение энергоэффективности систем вентиляции и кондиционирования общественных зданий за счет использования технологии утилизации тепла вытяжного воздуха / А. П. Зыков, А. В. Барков // Высокие технологии и инновации в науке: сб. избр. ст. Междунар. науч. конф. СПб., 2020. С. 160–166.
- Нуруллин, Н. Ж. Анализ работы систем приточно-вытяжной вентиляции в разных климатических условиях / Н. Ж. Нуруллин // Economic Aspects of Industrial Development in the Transition to a Digital Economy: сб. науч. ст. по материалам III Междунар. науч.-практ. конф. Уфа, 2020. С. 43–51.
- Heat Transfer Device: U. S. Pat. 2350348 / R. S. Gaugler. Publ. June 6, 1944.
- Trefethen, L. On the Surface Tension Pumping of Liquids or a Possible Role of the Candlewick in Space Explora-

- tion / L. Trefenten // GE Tech. Info. Serial. 1962. No 615. D114.
12. Grover, G. Structure of Very High Thermal Conductance / G. Grover, T. Cotter, G. Erickson // Journal Applied Physics. 1964. Vol. 35, No 6. P. 1990–1991. <https://doi.org/10.1063/1.1713792>.
  13. Cotter, T. P. Theory of Heat Pipes: USAEC Report LA-3246 / T. P. Cotter. Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, USA, 1965. <https://doi.org/10.2172/4619147>.
  14. Cotter, T. P. Principles and Prospects of Micro Heat Pipes / T. P. Cotter // Proceedings 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference. Tsukuba, Japan, 1984.
  15. Busse, C. A. Theory of Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes / C. A. Busse // Int. J. Heat Mass Transfer. 1973. Vol. 16, No 1. P. 169–186. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90260-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90260-3).
  16. Levy, E. K. Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressures / E. K. Levy // Journal of Engineering for Industry. 1968. Vol. 90, No 4. P. 547–552. <https://doi.org/10.1115/1.3604687>.
  17. Wu, Z.-C. Comparison of Heat Transfer Efficiency between Heat Pipe and Tube Bundles Heat Exchanger / Z.-C. Wu, X.-P. Zhu // Thermal Science. 2015. Vol. 19, No 4. P. 1397–1402. <https://doi.org/10.2298/TSCI1504397W>.
  18. Zhuang, J. Prospect of Heat Pipe Technology for Year 2010 / J. Zhuang, H. Zhang // Chemical Engineering & Machinery. 1998. Vol. 25, No 1. P. 44–49.
  19. Research on Heat Pipe and Heat Pipe Exchanger for Waste Heat Recovery / Q. W. Dong [et al.] // Industrial Heating. 2007. Vol. 36, No 4. P. 37–40.
  20. Vasiliev, L. L. Heat Pipes in Modern Heat Exchangers / L. L. Vasiliev // Applied Thermal Engineering. 2005. Vol. 25, No 1. P. 1–19. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.004>.
  21. Yau, Y. H. A Review on the Application of Horizontal Heat Pipe Heat Exchangers in Air Conditioning Systems in the Tropics / Y. H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh // Applied Thermal Engineering. 2010. Vol. 30, No 2–3. P. 77–84. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.07.011>.
  22. Васильев, Л. Л. Теплообменники на тепловых трубах / Л. Л. Васильев. Минск: Наука и техника, 1981. 143 с.
  23. Повышение энергоэффективности зданий при условии утилизации тепла вытяжного воздуха / П. С. Хужаев [и др.] // Бюллетень науки и практики. 2017. Т. 16, № 3. С. 57–63.
  24. Агрегаты вентиляционные теплоутилизационные [Электронный ресурс] // Каталог продукции МахаЕго. Промышленное отопление и вентиляция. Промышленные отопительные системы. Режим доступа: <http://www.maхаero.by/katalog-produkcii/oborudovanie-dlya-ventilyacii/pritochnye-ustanovki/agregaty-ventilyacionnye-teploutilizacionnye-avtu>. Дата доступа: 27.08.2021.
  25. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в перекрестноточном рекуператоре / С. М. Анисимов [и др.] // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2014. Т. 151, № 7. С. 79–83.
  26. Энергосбережение в системах обеспечения микроклимата зданий при утилизации теплоты вентиляционных выбросов / Т. В. Щукина [и др.] // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. 2016. Т. 4, № 3. С. 30–34.
  27. Игнаткин, И. Ю. Оптимизация эффективности утилизации теплоты воздушно-воздушного рекуператора / И. Ю. Игнаткин // Вестник Московского государственного агроинженерного университета им. В. П. Горячкина. 2018. Т. 83, № 1. С. 34–39. <https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-83-1-34-39>.
  28. Королёва, Т. И. Проверка условия конденсации влаги в воздушном теплоутилизаторе рекуперативного типа / Т. И. Королёва, В. А. Зафатаев // Строительство – 2016: сб. материалов II Брянского Междунар. иннов. форума, 1 дек. 2016 г. / Брянский гос. инж.-технол. ун-т; редкол.: А. В. Городков, З. А. Мевлидинов [и др.]. Брянск, 2016. Т. 2. С. 51–54.
  29. Зафатаев, В. А. Определение возможности конденсации влаги в воздушном пластинчатом утилизаторе теплоты рекуперативного типа / В. А. Зафатаев // Инновационные технологии в промышленности: образование, наука, производство: сб. материалов Всерос. науч.-практ. конф., 16 дек. 2016 г. / Уфимский гос. нефт. техн. ун-т. Филиал ФГБОУ ВО УГНТУ в Стерлитамаке; редкол.: В. В. Пряничникова, И. В. Овсянникова [и др.]. Стерлитамак, 2016. С. 326–328.
  30. Королёва, Т. И. Термодинамическое обоснование утилизации теплоты дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах на примере котельной «5-й полк» г. Витебска [Электронный ресурс] / Т. И. Королёва, В. А. Зафатаев // Архитектурно-строительный комплекс: проблемы, перспективы, инновации: электрон. сб. ст. Междунар. науч. конф., посвящ. 50-летию Полоцкого гос. ун-та / Полоцкий гос. ун-т; редкол.: А. А. Бакатович, Л. М. Парфенова. Новополоцк, 2018. Режим доступа: <https://elib.psu.by/handle/123456789/22708>.
  31. Маньковский, О. Н. Теплообменная аппаратура химических производств / О. Н. Маньковский, А. Р. Толчинский, М. В. Александров. Л.: Химия, 1976. 369 с.
  32. Данилевский, Л. Н. Системы принудительной вентиляции с рекуперацией тепловой энергии удаляемого воздуха для жилых зданий / Л. Н. Данилевский. Минск, 2015. 152 с.
  33. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / под ред. О. Т. Ильченко. Харьков: Вища шк., 1985. 384 с.
  34. Рашиков, В. И. Численные методы. Компьютерный практикум / В. И. Рашиков. М.: НИЯУ МИФИ, 2010. 132 с.
  35. Романюк, В. Н. Научно-методические основы эксергетического анализа процессов тепловой обработки бетонных изделий в теплотехнологических установках. Ч. 2 / В. Н. Романюк, А. М. Нияковский // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 4. С. 328–335. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-328-335>.
  36. К вопросу оценки термодинамической эффективности Белорусской энергосистемы / К. О. Воронов [и др.] // Энергия и Менеджмент. 2016. Т. 90, № 3. С. 2–7.
  37. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис; пер. Т. В. Морозюка. Одесса: Студия «Негоциант», 2002. 152 с.
  38. Lazzaretto, A. On the Quest for Objective Equations in Exergy Costing / A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis // Proceedings of the ASME 1997 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Dallas, Texas, USA: Advanced Energy Systems, 1997. P. 197–210. <https://doi.org/10.1115/IMECE1997-0989>.

39. Бэс, Т. Эксергия в процессах отопления, кондиционирования воздуха и сушки / Т. Бэс // Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод): сб. ст. / под ред. В. М. Бродянского. М.: Мир, 1965. С. 139–145.
40. Analysis of Exergy of Moist Air and Energy Saving Potential in HVAC by Evaporative Cooling or Energy Recovery / C. Q. Ren [et al.] // International Journal on Architectural Science. 2001. Vol. 2, No 4. P. 113–117.
41. Белоногов, Н. В. Пути совершенствования пластинчатых перекрестноточных рекуперативных теплообменников / Н. В. Белоногов. СПб., 2005. 204 с.
42. Mandapati, M. J. K. Thermodynamic Performance Evaluation of an Air-Air Heat Pipe Heat Exchanger / M. J. K. Mandapati, K. S. Chandra, G. S. Narayan // Thermal Science. 2014. Vol. 18, No 4. P. 1343–1353. <https://doi.org/10.2298/tsci121214123k>.
43. Тябина, Д. А. Приточно-вытяжная система вентиляции с рекуперацией тепла как способ энергосбережения / Д. А. Тябина, П. Е. Манохин // Современные научные исследования и разработки. 2018. Т. 1, № 12. С. 587–591.
44. Зафатаев, В. А. Термодинамическое обоснование применения системы приточно-вытяжной вентиляции зданий с утилизацией теплоты удаляемого воздуха в условиях ее работы при низких температурах наружного воздуха [Электронный ресурс] / В. А. Зафатаев, С. В. Ланкович, А. С. Лапезо // Архитектурно-строительный комплекс: проблемы, перспективы, инновации: электрон. сб. ст. II Междунар. науч. конф., Новополюк, 28–29 нояб. 2019 г. / Полоцкий гос. ун-т; под ред. Л. М. Парфеновой. Новополюк, 2020. Режим доступа: <https://elib.psu.by/handle/123456789/25549>.
- 10 (1), 36–46. <https://doi.org/10.17673/Vestnik.2020.01.6> (in Russian).
8. Zykov A. P., Barkov A. V. (2020) Increasing Energy Efficiency of Ventilation and Air Conditioning Systems in Public Buildings through the Use of Exhaust Air Heat Recovery Technology. *Vysokie Tekhnologii i Innovatsii v Nauke: Sb. Izbr. St. Mezhdunar. Nauch. Konf.* [High Technologies and Innovations in Science. Collection of Selected Articles of International Scientific Conference]. Saint Petersburg, 160–166 (in Russian).
9. Nurullin N. Zh. (2020) Analysis of the Operation of Supply and Exhaust Ventilation Systems in Different Climatic Conditions. *Economic Aspects of Industrial Development in the Transition to Digital Economy*. Collection of Scientific Articles Based on the Materials of the 3<sup>rd</sup> International Scientific and Practical Conference. Ufa, 43–51 (in Russian).
10. Gaugler R. S. (1944) *Heat Transfer Device*. U. S. Patent No 2350348.
11. Trefethen L. (1962) On the Surface Tension Pumping of Liquids or a Possible Role of the Candlewick in Space Exploration. *GE Tech. Info. Serial*, (615), D114.
12. Grover G., Cotter T., Erickson G. (1964) Structure of Very High Thermal Conductance. *Journal Applied Physics*, 35 (6), 1990–1991. <https://doi.org/10.1063/1.1713792>.
13. Cotter T. P. (1965) *Theory of Heat Pipes*. USAEC Report LA-3246. Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, USA. <https://doi.org/10.2172/4619147>.
14. Cotter T. P. (1984) Principles and Prospects of Micro Heat Pipes. *Proceedings 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference*. Tsukuba, Japan.
15. Busse C. A. (1973) Theory of Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16 (1), 169–186. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(73\)90260-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(73)90260-3).
16. Levy E. K. (1968) Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressures. *Journal of Engineering for Industry*, 90 (4), 547–552. <https://doi.org/10.1115/1.3604687>.
17. Wu Z.-C., Zhu X.-P. (2015) Comparison of Heat Transfer Efficiency between Heat Pipe and Tube Bundles Heat Exchanger. *Thermal Science*, 19 (4), 1397–1402. <https://doi.org/10.2298/TSCI1504397W>.
18. Zhuang J., Zhang H. (1998) Prospect of Heat Pipe Technology for Year 2010. *Chemical Engineering & Machinery*, 25 (1), 44–49.
19. Dong Q. W. [et al.] (2007) Research on Heat Pipe and Heat Pipe Exchanger for Waste Heat Recovery. *Industrial Heating*, 36 (4), 37–40.
20. Vasiliev L. L. (2005) Heat Pipes in Modern Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 25 (1), 1–19. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.004>.
21. Yau Y. H., Ahmadzadehtalatapeh M. (2010) A Review on the Application of Horizontal Heat Pipe Heat Exchangers in Air Conditioning Systems in the Tropics. *Applied Thermal Engineering*, 30 (2–3), 77–84. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.07.011>.
22. Vasiliev L. L. (1981) *Heat Exchangers on Heat Pipes*. Minsk, Nauka i Tekhnika Publ. 143 (in Russian).
23. Khuzhaev P. S., Nazarov R. S., Alimardonov A. B., Sul-tonmamadov Kh. P. (2017) Improving Energy Efficiency of Buildings under Condition of Utilizing Heat of Exhaust Air. *Byulleten Nauki i Tekhniki = Bulletin of Science and Practice*, 16 (3), 57–63 (in Russian).
24. Ventilation Heat Recovery Units. *MaxAero Product Catalog. Industrial Heating and Ventilation. Industrial Heating Systems*. Available at: <http://www.maxaero.by/katalog>

Поступила 21.12.2021

Подписана в печать 22.02.2022

Опубликована онлайн 29.07.2022

## REFERENCES

1. Kuznetsov Yu. V., Fedorova S. V. (2008) *Energy Saving Technologies and Measures in Energy Saving Systems*. Yekaterinburg, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. 356 (in Russian).
2. Brodyansky V. M., Fratsher V., Mikhalek K. (1988) *Exergetic Method and its Applications*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 250 (in Russian).
3. Sazhin B. S., Bulekov A. P. (1992) *Exergetic Method in Chemical Technology*. Moscow, Khimiya Publ. 208 (in Russian).
4. Andryushchenko A. I. (1974) *Optimization of Thermal Cycles and Processes of TPP*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 280 (in Russian).
5. Khroustalev B. M., Romanyuk V. N., Pekhota A. N. (2017) On the application of the Exergy Method of Thermodynamic Analysis in the Assessment and Development of Energy Use in Industrial Heat Technologies. *Energeticheskaya Strategiya [Energy Strategy]*, (1), 50–56 (in Russian).
6. Barakov A. V., Dubanin V. Yu., Kozhukhov N. N., Prutskikh D. A. (2019) Heat Utilization of Ventilation Emissions From Industrial Buildings. *Nauchny Zhurnal Stroitelstva i Arkhitektury = Russian Journal of Building Construction and Architecture*, 56 (4), 46–56 (in Russian).
7. Kostuganov A. B. (2020) Study of Efficiency of Heat Utilization in Recuperative Heat Exchangers of Autonomous Ventilation Installations. *Gradostroitelstvo i Arkhitektura = Urban Construction and Architecture*,

- produkcii/oborudovanie-dlya-ventilyacii/pritochnye-usta novki/agregaty-ventilyacionnye-teploutilizacionnye-avtu (Accessed 27 August 2021) (in Russian).
25. Anisimov S. M., Vasil'ev V. F., Edlikovskii A., Pandelidis D. (2014) Utilization of Heat of Exhaust Air in Cross-Flow Recuperator. *Santekhnika, Otoplenie, Konditsionirovanie* [Plumbing, Heating, Air Conditioning], 151 (7), 79–83 (in Russian).
  26. Shchukina T. V., Zherlykina M. N., Solov'ev S. A., Mantsurov P. I. (2016) Energy Saving in Systems for Providing Microclimate of Buildings during Utilization of Heat of Ventilation Emissions. *Gradostroitelstvo. Infrastruktura. Kommunikatsii* [Urban Planning. Infrastructure. Communications], 4 (3), 30–34 (in Russian).
  27. Ignatkin I. Yu. (2018) Optimizing Utilization Efficiency of Heat Developed by Air-to-Air Recuperator. *Vestnik Moskovskogo Gosudarstvennogo Agroinzhenernogo Universiteta im. V. P. Goryachkina = Vestnik of the Federal State Educational Institution of Higher Professional Education "Moscow State Agroengineering University named after V.P. Goryachkin"*, 83 (1), 34–39. <https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-83-1-34-39>.
  28. Koroleva T. I., Zafataev V. A. (2016) Checking Conditions of Moisture Condensation in Air Recuperative Heat Exchanger. *Stroitel'stvo – 2016: Sb. Materialov II Bryanskogo Mezhdunar. Innov. Forum, 1 Dek. 2016 g. T. 2* [Construction – 2016: Collection of Papers of the 2<sup>nd</sup> Bryansk International Innovation Forum, December 01, 2016. Vol. 2]. Bryansk, 51–54 (in Russian).
  29. Zafataev V. A. (2016) Determination of Moisture Condensation Possibility in Recuperative Air Plate Heat Exchanger. *Innovatsionnye Tekhnologii v Promyshlennosti: Obrazovanie, Nauka, Proizvodstvo: Sb. Materialov Vseros. Nauch.-Prakt. Konf., 16 Dek. 2016 g.* [Innovative Technologies in Industry: Education, Science, Production: Collection of Papers of All-Russian Scientific-Practical Conference, December 16, 2016]. Sterlitamak, 326–328 (in Russian).
  30. Koroleva T. I., Zafataev V. A. (2018) Thermodynamic Substantiation of Smoke Gas Heat Recovery in Condensing Heat Exchangers on the Example of the 5<sup>th</sup> Regiment Boiler House in Vitebsk. *Arkhitekturno-Stroitel'nyi Kompleks: Problemy, Perspektivy, Innovatsii: Elektron. Sb. St. Mezhdunar. Nauch. Konf., Posvyashch. 50-Letiye Polotskogo Gos. Un-ta.* [Architectural and Construction Complex: Problems, Perspectives, Innovations. Electronic Collection of Papers of International Scientific Conference Dedicated to the 50<sup>th</sup> Anniversary of Polotsk State University]. Nopolotsk. Available at: <https://elib.psu.by/handle/123456789/22708> (in Russian).
  31. Mankovsky O. N., Tolchinsky A. R., Aleksandrov M. V. (1976) *Heat Exchange Equipment for Chemical Industries*. Leningrad, Khimiya Publ. 369 (in Russian).
  32. Danilevsky L. N. (2015) *Forced Ventilation Systems with Recovery of Thermal Energy of Exhaust Air for Residential Buildings*. Minsk. 152 (in Russian).
  33. Ichenko O. T. (ed.) (1985) *Heat-Using Installations of Industrial Enterprises*. Kharkov, Vishcha Shkola Publ. 384 (in Russian).
  34. Rashchikov V. I. (2010) *Numerical Methods. Computer Workshop*. Moscow, Publishing House of National Research Nuclear University Moscow Engineering Physics Institute. 132 (in Russian).
  35. Romaniuk V. N., Niyakovski A. M. (2021) Scientific and Methodological Bases of Exergetic Analysis of the Processes of Heat Treatment of Concrete Products in Heat Technology Installations. Part 2. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (4), 328–335. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-328-335> (in Russian).
  36. Voronov, E. O., Romanyuk, V. N., Sednin, V. A., Bobich A. A. (2016) On the Issue of Assessing the Thermodynamic Efficiency of the Belarusian Energy System. *Energiya i Menedzhment* [Energy and Management], 90 (3), 2–7 (in Russian).
  37. Tsatsaronis G. (2002) *Interaction of Thermodynamics and Economics to Minimize the Cost of an Energy Conversion System*. Odessa, Studiya «Negotsiant» Publ. 152 (in Russian).
  38. Lazzaretto A., Tsatsaronis G. (1997) On the Quest for Objective Equations in Exergy Costing. *Proceedings of the ASME 1997 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Dallas, Texas, USA, Advanced Energy Systems, 197–210. <https://doi.org/10.1115/IMECE1997-0989>.
  39. Bes T. (1965) Exergy in the Processes of Heating, Air Conditioning and Drying. *Voprosy Termodinamicheskogo Analiza (Eksergetichesky Metod): Sb. St.* [Questions of Thermodynamic Analysis (Exergy Method). Collection of Papers]. Moscow, Mir Publ. 139–145 (in Russian).
  40. Ren C. Q., Tang G. F., Li N. P., Zhang G. F., Yang J. (2001) Analysis of Exergy of Moist Air and Energy Saving Potential in HVAC by Evaporative Cooling or Energy Recovery. *International Journal on Architectural Science*, 2 (4), 113–117.
  41. Belonogov N. V. (2005) *Ways of Improving Plate Cross-Flow Recuperative Heat Exchangers*. Saint Petersburg. 204 (in Russian).
  42. Mandapati M. J. K., Chandra K. S., Narayan G. S. (2014) Thermodynamic Performance Evaluation of an Air-Air Heat Pipe Heat Exchanger. *Thermal Science*, 18 (4), 1343–1353. <https://doi.org/10.2298/tsci121214123k>.
  43. Tyabina D. A., Manokhin P. E. (2018) Supply and Exhaust Ventilation System with Heat Recovery as a Way of Energy Saving. *Sovremennye Nauchnye Issledovaniya i Razrabotki* [Modern Research and Development], 1 (12), 587–591 (in Russian).
  44. Zafataev V. A., Lankovich S. V., Lapezo A. S. (2020) Thermodynamic Substantiation of the Use of the System of Supply and Exhaust Ventilation of Buildings with the Utilization of Heat of the Removed Air under the Conditions of its Operation at Low Outdoor Temperatures. *Arkhitekturno-Stroitel'nyi Kompleks: Problemy, Perspektivy, Innovatsii: Elektron. Sb. St. II Mezhdunar. Nauch. Konf., Novopolotsk, 28–29 Noyab. 2019 g.* [Architectural and Construction Complex: Problems, Perspectives, Innovations. Electronic Collection of Papers of the 2<sup>nd</sup> International Scientific Conference. Novopolotsk, November 28–29, 2019]. Novopolotsk, Polotsk State University, 499–513 (in Russian).

Received: 21.12.2021

Accepted: 22.02.2022

Published online: 29.07.2022