

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОНОМНОЙ ТЕПЛОФИКАЦИИ ПРИ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ, ОБРАЗУЮЩЕЙСЯ В СЕРВЕРНЫХ СТАНЦИЯХ

Е.Г. Комаров¹, В.В. Лозовецкий¹, В.В. Лебедев², В.М. Черкина³

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал), 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1

²Российский технологический университет, 107996, Москва, ул. Стрмынка, д. 20

³ФГБОУ ВО «Московский государственный строительный университет» (НИУ МГСУ), 129337, г. Москва, Ярославское ш., д. 26

fuzzykom@gmail.com

Представлены результаты проектного моделирования системы кондиционирования помещений серверных станций, выделяющих при работе значительное количество теплоты, отводимой в окружающую среду. Произведена оценка теплового баланса и потенциала тепловой энергии типовой серверной станции. На базе анализа составляющих материально-энергетического баланса разработана математическая модель системы кондиционирования в виде блочно-модульной сплит-системы, учитывающая теплообмен при осушении воздуха в процессе его охлаждения. Предложена схема теплонасосной теплофикации, утилизирующей тепло серверной станции, при кондиционировании воздуха в помещении и рассмотрены результаты оптимизации ее параметров. Получены оптимальные параметры рассматриваемой теплотехнической схемы, включая схему контура термодинамической трансформации тепловой энергии, что позволяет оценить величину коэффициента преобразования тепловой энергии пароконденсационного теплонасосного цикла в достаточно широком диапазоне температуры кипения и конденсации. Результаты работы можно использовать при проектировании систем кондиционирования помещений серверных станций с попутной утилизацией теплоты на нужды теплофикации.

Ключевые слова: система вентиляции и кондиционирования, воздухоохладитель, холодильный контур, тепловой баланс, осушение влажного воздуха, утилизация тепла, тепловой насос

Ссылка для цитирования: Комаров Е.Г., Лозовецкий В.В., Лебедев В.В., Черкина В.М. Моделирование системы автономной теплофикации при трансформации тепловой энергии, образующейся в серверных станциях // Лесной вестник / Forestry Bulletin, 2021. Т. 25. № 1. С. 130–139. DOI: 10.18698/2542-1468-2021-1-130-139

Серверные станции — источники больших тепловыделений; в стойке (серии CAV-DS) с 20 типовыми блоками сервера (PRIMER-GYRX300S5) мощность тепловыделения при их одновременной работе составляет 16 кВт. Эта теплота отводится в окружающую среду, приводя к ее тепловому загрязнению.

Цель работы

Цель работы — определение теплового баланса и потенциала тепловой энергии типовой серверной станции, которую можно использовать на нужды теплофикации, экономя тем самым невозобновляемые источники энергии в виде ископаемого топлива и не загрязняя окружающую среду тепловыми выбросами.

Материалы и методы

Коэффициент K_S требуемой площади для размещения стоек рядами можно определить по формуле

$$K_S = \frac{\delta_o}{a} + \frac{\delta_r}{b} + \frac{\delta_o \delta_r}{ab},$$

где a — ширина стойки (~500 мм);
 b — глубина стойки (~1000 мм);

δ_o — расстояние между стойками в ряду (~500 мм);

δ_r — расстояние между соседними рядами стоек (~1000 мм), $K_S = 3$.

Площадь помещения S_R для четного числа стоек определится по формуле

$$S_R = n(ab)K_S.$$

Количество серверных стоек (n), расположенных в два ряда по восемь стоек в ряду на площади S_R , составляет

$$n = \frac{S_R}{K_S ab} \cong 16,$$

при мощности тепловыделения при одновременной работе $Q_{\text{и}} = 256$ кВт, которая определяет уровень необходимой холодопроизводительности установки кондиционирования воздуха без учета дополнительной нагрузки при конденсации влаги на теплообменных поверхностях охладителя и других источниках тепла [1, 2].

Теплотехническая схема модели автономной системы кондиционирования представлена в виде блочно-модульной сплит-системы (рис. 1).

Воздух из помещения подается вентилятором 5 на охлаждение в теплообменник-испаритель

тель 1 (в автономных устройствах это испаритель холодильной машины кондиционера). Испаритель 1 и вентилятор 5 входят в состав внутреннего блока блочно-модульного кондиционера (например, сплит-системы) или моноблочного кондиционера и связан контуром циркуляции хладагента с компрессором 2 и конденсатором 3. На линии подачи хладагента из конденсатора 3 в испаритель 1 установлен терморегулирующий клапан 4, разделяющий стороны высокого и низкого давления. Конденсатор 3 охлаждается вентилятором 6 наружным воздухом. При механической системе вентиляции приточный воздух может охлаждаться перед распределением по помещениям в теплообменнике 7 приточной вентиляционной установки.

Рассмотрим расчетно-технологическую схему кондиционирования воздуха в помещении с центральной системой кондиционирования, в которой все теплообменники — теплообменник-воздухоохладитель приточной вентиляционной установки 11, фанкойлы 1 внутренних блоков для доводочного кондиционирования воздуха — подключены в контур системы холодоснабжения с жидким теплоносителем (водой, растворами солей, водными растворами этиленгликоля и др.), подаваемым насосом 4 через распределительный коллектор на вход каждого теплообменника и в теплообменник-охладитель 6 (рис. 2).

Теплоноситель из охладителя 6 отводится в резервуар 5 и возвращается насосом 4 в теплообменники-доводчики 1 и теплообменник-воздухоохладитель приточной вентиляционной установки 11. Теплообменник-охладитель 6 является испарителем центральной холодильной машины, включенным в нее по контуру хладагента, с компрессором 7, конденсатором 8 и терморегулирующим клапаном 10. Конденсатор 8

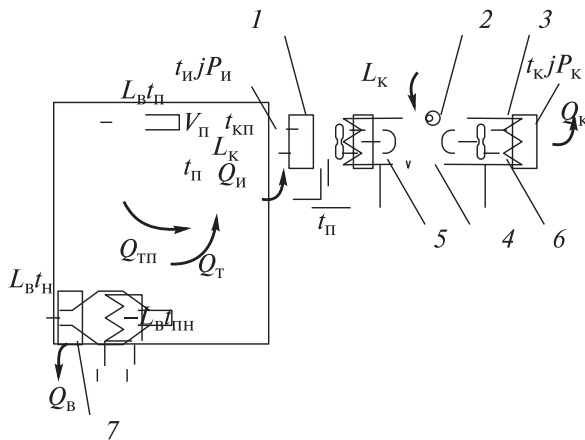


Рис. 1. Расчетно-технологическая схема локального кондиционирования с блочно-модульными установками
 Fig. 1. Calculation scheme of local air conditioning with block-modular installations

охлаждается наружным воздухом, подаваемым вентилятором 9. Отличие состоит в величине холодопроизводительности, которая в центральном кондиционере равна сумме холодопотребления теплообменников в контуре холодоснабжения. Теплота из конденсаторов холодильных установок отводится в окружающую среду. Ее использование с помощью теплонасосных циклов повысит энергетическую эффективность и снизит тепловое загрязнение окружающей среды [3–9].

Уравнение нестационарного теплового баланса помещения при кондиционировании, приведенное к параметрам воздуха в помещении, можно представить в виде

$$(1 + f)(Cp)_в V_п \frac{dt_п}{d\tau} = Q_{г.п} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{технi} + Q_{вен} - Q_{о.к}, \tag{1}$$

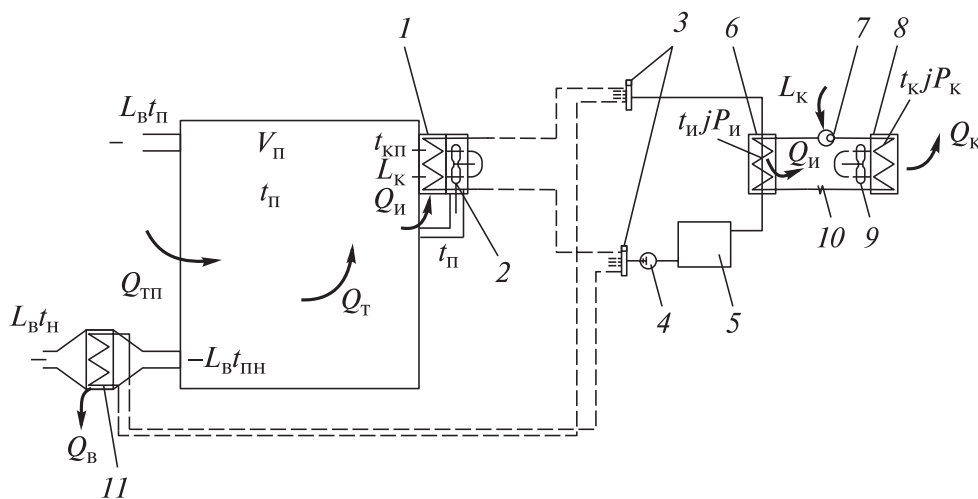


Рис. 2. Расчетно-технологическая схема центрального кондиционирования с фанкойлами
 Fig. 2. Calculation scheme of central air conditioning with fancoil units

где $f = \frac{\sum_j (Cm)_j dt'_j}{(C\rho)_B V_n dt_n}$ — функция отношения тепло-

емкостей всех объектов в помещении к теплоемкости воздуха;

C_B — массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°C);

ρ_B — плотность воздуха, кг/м³;

V_n — объем помещения, м³;

t_n — температура воздуха в помещении, °C;

$Q_{т.п}$ — тепловая мощность теплопритоков через стены и перекрытия в помещение, Вт;

$\sum_j Q_j$ — сумма тепловыделений внутри объектов, Вт;

$\sum_i Q_{технi}$ — сумма теплопритоков от технологических процессов, Вт;

$Q_{вен}$ — теплопритоки или теплоотвод при вентиляционном воздухообмене, Вт;

$Q_{о.к}$ — теплоотвод за счет охлаждения воздуха в воздухоохладителе кондиционера (поз. 1 на рис. 1 или на рис. 2), Вт.

Уравнение (1) определяет холодопроизводительность системы при поддержании температуры воздуха и позволяет анализировать переходные процессы. Теплоотвод в воздухоохладителе характеризуется изменением внутренней энергии воздуха, рециркулируемого через него в помещении. Изменение отнесенной к единице массы «сухого» воздуха энтальпии влажного воздуха при охлаждении имеет вид

$$\Delta I = I_1 - I_2 = (C_B + d_1 C_n)(t_1 - t_2) + (d_1 - d_2)(C_n t_2 + r_n) \quad (2)$$

В формуле (2) второе слагаемое отлично от нуля и учитывает выделение скрытой теплоты конденсации r_n при выпадении влаги. В стационарном режиме уравнение теплового баланса (1) преобразуется для расчета холодопроизводительности кондиционера

$$Q_{о.к} = Q_{т.п} + \sum_j Q_j + \sum_j Q_{технi} + Q_{вен} \quad (3)$$

$$L_K = \frac{Q_{т.п} + \sum_j Q_j + \sum_j Q_{технi} + Q_{вен} - [\rho_B L_B (d_{п.в} - d_{п.н}) + g_{п.к}](C_n t_{п.к} + r_n)}{\rho_B (C_B + d_{п.н} C_n)(t_{п.н} - t_{п.к})} = \frac{Q_{т.п} + \sum_j Q_j + \sum_i Q_{технi} + \rho_B L_B (C_B + d_{п.в} C_n)(t_{п.в} - t_{п.н})}{\rho_B (C_B + d_{п.н} C_n)(t_{п.н} - t_{п.к})} + \frac{\rho_B L_B C_n (d_{п.в} - d_{п.н})(t_{п.н} - t_{п.к}) - g_{п.к} (C_n t_{п.к} + r_n)}{\rho_B (C_B + d_{п.н} C_n)(t_{п.н} - t_{п.к})} \quad (7)$$

Из полученных формул следует, что наличие влаги в воздухе помещения влияет на теплотехнические параметры системы. Выделения влаги в виде водяного пара и диоксида углерода в помещениях гражданских зданий связаны с

Холодопроизводительность воздухоохладителя $Q_{хпв}$ приточной вентиляционной установки (поз. 7 на рис. 2) при его наличии составляет

$$Q_{хпв} = L_B \rho_B C_B (t_n - t_{п.в}) = L_B \rho_B (I_n - I_{п.в}) \quad (4)$$

Если в установившемся режиме температура воздуха равна ее нормативному значению, то формула для определения необходимого расхода воздуха через воздухоохладитель кондиционера принимает вид

$$L_K = \frac{Q_{т.п} + \sum_j Q_j + \sum_j Q_{технi} + Q_{вен}}{(C\rho)_B (t_{п.н} - t_{п.к})} = \frac{Q_{т.п} + \sum_j Q_j + \sum_j Q_{технi} + Q_{вен}}{\rho_B (I_{п.н} - I_{п.к})} \quad (5)$$

Параметры воздуха соответствуют санитарно-гигиеническим нормам помещений серверных станций [1, 2]. Температура воздуха, поступающего в помещение из кондиционера, не может быть ниже температуры воздуха в нем на 7...15 °C, а влажность в установившемся режиме определяется по уравнению материального баланса водяных паров в воздухе помещения

$$d_{п.к} = \frac{d_{п.н} (L_B + L_K) \rho_B - d_{п.в} L_B \rho_B - g_{п.к}}{L_K \rho_B} \quad (6)$$

где $d_{п.в}$, $d_{п.н}$, $d_{п.к}$ — влагосодержания соответственно приточного вентиляционного воздуха, воздуха в помещении и поступающего в него из охладителя кондиционера, кг/кг; $g_{п.к}$ — поступление в воздух помещения водяных паров, кг/с.

С учетом зависимости энтальпии влажного воздуха после охладителя кондиционера $I_{п.к}$ от влагосодержания $d_{п.к}$ и температуры $t_{п.к}$ и уравнений (2), (5) и (6) получаем

параметрами дыхания и составляют: количество водяного пара, выделяемого при выдохе, $G_{H_2O}^{мин} = 353,8$ мг/мин (22,1 мг/выдох); углекислого газа при спокойном дыхании $G_{CO_2}^{мин} = 628,5$ мг/мин (39,3 мг/выдох) [10–12].

Необходимый воздухообмен можно определить по формуле

$$L_b \geq \frac{g_j}{\text{ПДК}_j - C_{Hj}} = \frac{60g_j}{\left(\frac{\mu}{V_\mu}\right)(ppm_j^{\text{ПДК}} - ppm_j^H)}, \quad (8)$$

где L_b — требуемый воздухообмен, м³/ч;
 g_j — газовыделение, мг/мин;
 $ppm_j^{\text{ПДК}}$, ppm_j^H — объемное содержание вредного компонента газовой смеси, частей на миллион;
 μ — молекулярная масса компонента, г/моль (кг/кмоль);
 V_μ — объем компонента при нормальных условиях, 22,4 л/моль (м³/кмоль).

Охлаждение влажного воздуха приводит к конденсации влаги при температуре ниже точки росы, входящей в выражение

$$p_n = \frac{\Pi d}{\frac{\mu_n}{\mu_b} + d} = p_{n,n}(t_{т.р}), \quad (9)$$

где Π — атмосферное давление, или давление влажного воздуха;
 $p_n, p_{n,n}$ — парциальные давления водяных паров и насыщенных водяных паров соответственно;
 $t_{т.р}$ — температура точки росы;
 d — влагосодержание влажного воздуха;
 μ_n, μ_b — соответственно, молекулярная масса водяного пара и «сухого» воздуха.

В поверхностных воздухоохладителях — пластинчато-ребристых теплообменниках кондиционеров температура воздуха между пластинами переменна по сечению [13, 14]. Влага конденсируется на стенке при ее температуре ($t_{т.р}$) ниже точки росы и в объеме движущегося влажного воздуха с образованием тумана при температуре ($t_{я.п}$) в ядре потока ниже точки росы. Критериями возможного выпадения влаги являются неравенства: $t_{ст} \leq t_{т.р}$ — при начале поверхностной конденсации; $t_{я.п} \leq t_{т.р}$ — при начале образования тумана. Материальный и энергетический баланс влажного воздуха связан с изменением его состояния, для малого участка поверхности теплопередачи в направлении движения влажного воздуха они записываются в виде системы уравнений

$$\begin{cases} d(G_b I) = -\alpha(t - t_{ст})dF_{т.о.}; & d(G_b x) = -\beta(x - x_{ст})dF_{р.ф.}; \\ dG_b = 0; & G_{б.п} = G_b + G_n; & x = \frac{G_n}{G_b}; & dG_n = G_b dx; \\ I = C_b t + x(C_n t + r_n). \end{cases} \quad (10)$$

где $G_b, G_n, G_{б.п}$ — массовые расходы «сухого» воздуха, водяного пара и паровоздушной смеси, кг/с;

I — энтальпия влажного воздуха, Дж/кг «сухого» воздуха;
 $x, x_{ст}$ — паросодержание в ядре потока и у стенки, кг/кг «сухого» воздуха;
 $t, t_{ст}$ — температура влажного воздуха в ядре потока и у стенки, °С;
 C_b, C_n — массовая теплоемкость «сухого» воздуха и водяного пара, Дж/(кг·°С);
 r_n — скрытая теплота парообразования воды, Дж/кг;
 α — коэффициент теплоотдачи от потока к стенке, Вт/(м²·°С);
 β — коэффициент массоотдачи из потока к поверхности раздела фаз, кг/(м²·с);
 $dF_{р.ф}$ — элемент поверхности раздела фаз, м²;
 $dF_{т.о}$ — элемент поверхности теплообмена, совпадающий практически с поверхностью стенки, м².

Паросодержание в потоке уменьшается при выпадении влаги аналогично влагосодержанию, характеризующему равновесные состояния влажного воздуха, и рассматривается в динамической системе — потоке влажного воздуха, в килограммах на один килограмм «сухого» воздуха. При конденсации у стенки на поверхности пленки или капель имеет место значительная неравномерность, обусловленная движением пара к поверхности раздела фаз, вблизи которой его концентрация уменьшается при конденсации. Первое уравнение в системе (10) отражает тепловой, а второе — материальный баланс в системе. Левая часть первого в системе (10) уравнения отражает уменьшение внутренней энергии влажного воздуха при охлаждении и конденсации влаги на бесконечно малом участке поверхности теплообмена. Правая часть первого уравнения в первой строке (10) описывает тепломассообмен: коэффициент теплоотдачи учитывает теплоту к поверхности раздела фаз при конденсации пара. Левая часть второго уравнения отражает уменьшение количества пара при осушении влажного воздуха при конденсации. Правая часть второго уравнения описывает массообмен.

В дальнейшем будем учитывать следующее:

1) производная энтальпии влажного воздуха по паросодержанию имеет вид

$$\frac{dI}{dx} = (C_b + C_n x) \frac{dt}{dx} + (C_n t + r_n); \quad (11)$$

2) формула для коэффициента теплоотдачи учитывает перенос латентного тепла конденсирующегося пара к поверхности теплопередачи [15, 16]

$$\alpha = \alpha_o \left(1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta(x - x_{ст})}{\alpha_o(t - t_{ст})} \right), \quad (12)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи, определенный без учета сопряженного переноса массы и латентного тепла, т. е. коэффициент «сухой» теплоотдачи, Вт/(м²·°C).

Выражение в правой части уравнения (12) в скобках, является коэффициентом влаговыпадения ξ

$$\xi = 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta(x - x_{cr})}{\alpha_0(t - t_{cr})} \quad (13)$$

Выпадение влаги $\xi > 1$ свидетельствует об увеличении коэффициента теплоотдачи при теплоотдаче, т. е. о возрастании теплового потока при дополнительном выделении скрытой теплоты парообразования при конденсации по отношению к составляющей теплового потока, связанной с теплотой охлаждения воздуха.

Исключив переменные $dF_{т.о}$ и $dF_{р.ф}$ в выражениях (10) и (11), получаем дифференциальное уравнение, связывающее температуру и паросодержание влажного воздуха в ядре потока в воздухоохладителе

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\beta f_{р.ф}}{\alpha_0} (C_b + C_n x) \frac{(x - x_{cr})}{(t - t_{cr})} \quad (14)$$

где $f_{р.ф} = \frac{dF_{р.ф}}{dF_{т.о}} \approx \frac{F_{р.ф}}{F_{т.о}}$ — отношение поверхностей раздела фаз и теплообмена.

При их значительном различии коэффициент $f_{р.ф}$ может быть переменным и выше 1, например, при конденсации на поверхности тонкодисперсной жидкой фазы. Используем в выражении (14) вместо уравнения для «сухой» теплоотдачи формулу для «сухой» теплопередачи и получаем

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\beta f_{р.ф}}{K_o} (C_b + C_n x) \frac{(x - x_{cr})}{(t - t_n)} \quad (15)$$

$$t_{cr} = t - \frac{K_o}{\alpha_0} (t - t_n); x_{cr} = \frac{\mu_n}{\mu_b} \frac{p_{н.п}(t_{cr})}{\Pi - p_{н.п}(t_{cr})}$$

где K_o — коэффициент теплопередачи при «сухом» охлаждении влажного воздуха, Вт/(м²·°C);
 t_n — температура хладагента, °C.

Температура хладагента в общем случае переменна вдоль поверхности теплообмена, а температура кипения в воздухоохладителе-испарителе в контуре холодильной машины может быть принята $t_n \approx \text{const}$. Более точное выражение для коэффициента влаговыпадения ξ следует из выражения (14) или уравнений (15)

$$\begin{aligned} \xi &= 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta f_{р.ф} (x - x_{cr})}{\alpha_0 (t - t_{cr})} = \\ &= 1 + (C_n t + r_n) \frac{\beta f_{р.ф} (x - x_{cr})}{K_o (t - t_n)} = \\ &= 1 + \frac{dx}{dt} \frac{C_n t + r_n}{C_b + C_n x}. \end{aligned} \quad (16)$$

Коэффициент влаговыпадения является нелинейной функцией в силу нелинейности уравнений (14) и (15), не может быть задан постоянной величиной, как это часто встречается при составлении инженерных расчетов воздухоохладителей.

Площадь теплообмена $F = -\int_1^2 \frac{G_b dI}{\alpha(t - t_{cr})}$ и при из-

вестных распределениях энтальпий, температур и паросодержаний вдоль потока определяется уравнениями (15). При отсутствии конденсации воздухоохладитель рассчитывается как обычный теплообменник без учета выпадения влаги. При допущении $t_n \approx \text{const}$ можно получить аналитическое решение уравнения (15)

$$\frac{dx}{d\vartheta} = (a + bx) \frac{(x - x_{cr})}{\vartheta} \quad (17)$$

где $t_{cr}(\vartheta, t_n, \Phi_2) = t + \vartheta \left(1 - \frac{K_o}{\alpha_0}\right)$;

$$x_{cr}(\vartheta, t_n, \Phi_2) = \frac{\mu_n}{\mu_b} \frac{p_{н.п}(t_{cr})}{\Pi - p_{н.п}(t_{cr})}; \quad \vartheta = t - t_n;$$

$$\Phi_1 = \frac{\beta f_{р.ф}}{K_o}; \quad \Phi_2 = \frac{K_o}{\alpha_0}; \quad a = \Phi_1 C_b; \quad b = \Phi_1 C_n.$$

Дифференциальное уравнение (17) предложенной модели при начальных условиях 35 имеет аналитическое решение

$$x = \frac{(C_o - \psi_2) e^{b\psi_1} a \vartheta^2}{1 - (C_o - \psi_2) e^{b\psi_1} b \vartheta^2} \quad (18)$$

где $C_o = \frac{x_o}{\vartheta_o^a (a + bx_o)}$; $\psi_1(\vartheta) = \int_{\vartheta_o}^{\vartheta} \frac{x_{cr}(\vartheta)}{\vartheta} d\vartheta$;

$$\psi_2(\vartheta) = \int_{\vartheta_o}^{\vartheta} \frac{x_{cr}(\vartheta) e^{-b\psi_1(\vartheta)}}{\vartheta^{a+1}} d\vartheta.$$

Результаты и обсуждение

Проведенный теоретический анализ процессов, протекающих в воздухоохладителе, позволил получить уравнения (18) и их частные решения для воздухоохладителя влажного воздуха с расходом 1,8 м³/с при давлении 10⁵ Па, начальной температуре 20 °C и относительной влажности 50 % при его охлаждении до 10 °C. В частности

представим изменение паросодержания, свидетельствующее о росте эффективности осушения с ростом массоотдачи (рис. 3).

К концу процесса охлаждения влажного воздуха значения коэффициента влаговывадения ξ , формула (16) свидетельствуют о его снижении (рис. 4).

Это подтверждает вывод о нелинейном характере решения и переменности коэффициента влаговывадения в воздухоохладителе. Разность температуры потока t_n и температуры точки росы $t_{r,p}$ при моделировании для типовых условий остается положительной, т. е. на всем протяжении охлаждения сохраняются условия поверхностной конденсации без образования тумана. При дальнейшем охлаждении влажного воздуха туман может образовываться.

Установлена зависимость площади поверхности теплообмена от параметров задачи и изменения разности температур между хладагентом и ядром потока влажного воздуха в воздухоохладителе (рис 5).

Рост поверхности охлаждения объясняется увеличением тепловой нагрузки, которое связано с ростом объемов конденсации влаги.

Представленные данные позволяют сделать следующие выводы:

- при температуре стенки ниже точки росы происходит поверхностная конденсация водяных паров из потока влажного воздуха и его осушение;

- в последних сечениях воздухоохладителя создаются условия для образования тумана, т. е. конденсации водяных паров в ядре потока;

- снижение температуры кипения ниже $0\text{ }^\circ\text{C}$ может привести к образованию инея в выходных сечениях теплообменника вследствие отрицательных значений температуры поверхности, обращенной к влажному воздуху;

- интенсивность конденсации повышается при снижении температуры кипения (на $1\text{ }^\circ\text{C}$ она увеличивается на $0,318\%$ к базовому варианту);

- при увеличении коэффициента массоотдачи в n раз она увеличивается в $0,904n$ раза, т. е. практически пропорционально;

- рост коэффициента теплопередачи в n раз за счет интенсификации теплоотдачи на стороне кипения увеличивает интенсивность в $0,947n$ раз;

- конденсация влаги увеличивает тепловую нагрузку на контур охлаждения воздухоохладителя за счет выделения скрытой теплоты парообразования (при недостаточной холодопроизводительности воздух не охлаждается до требуемых параметров, что подтверждает выводы работ [13, 14, 17, 18]);

- выпадение влаги увеличивает потери напора при движении воздуха и снижает его расход через теплообменник и тепловую нагрузку на него; при

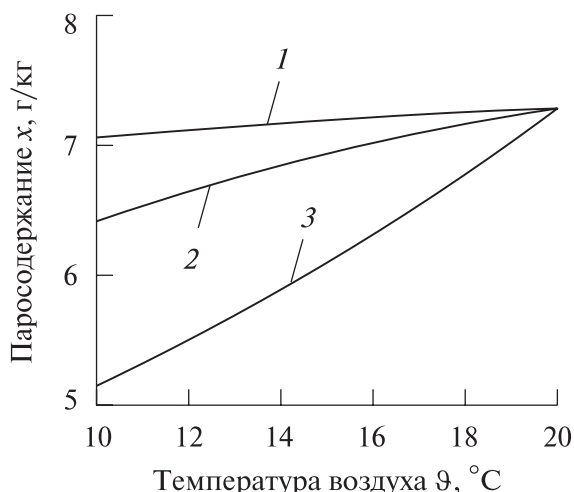


Рис. 3. Изменение паросодержания при осушении воздуха в поверхностном охладителе кондиционера (кривые на графике соответствуют значениям параметра $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\phi}}{K_0}$, (кг·К)/Дж): 1 — $\Phi_1 = 1,407 \cdot 10^{-4}$; 2 — $\Phi_1 = 7,037 \cdot 10^{-4}$; 3 — $\Phi_1 = 3,519 \cdot 10^{-3}$; начальное паросодержание — 7,26 г/кг

Fig. 3. Change in steam content during air dehumidification in the surface cooler of the air conditioner (curves on the graph correspond to the parameter values $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\phi}}{K_0}$, (kg · K)/J): 1 — $\Phi_1 = 1,407 \cdot 10^{-4}$; 2 — $\Phi_1 = 7,037 \cdot 10^{-4}$; 3 — $\Phi_1 = 3,519 \cdot 10^{-3}$; initial steam content — 7,26 g/kg

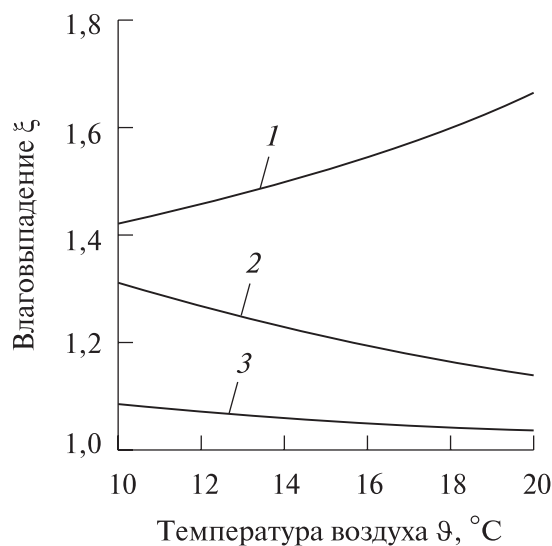


Рис. 4. Изменение коэффициента влаговывадения: кривые на графике соответствуют значениям $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\phi}}{K_0}$ (см. рис. 3)

Fig. 4. Change in moisture loss coefficient: the curves on the graph correspond to the values $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\phi}}{K_0}$ (see Fig. 3)

массовой скорости воздуха $5,2\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, характерной для воздухоохладителей, при выпадении влаги более $0,3\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ потери могут превы-

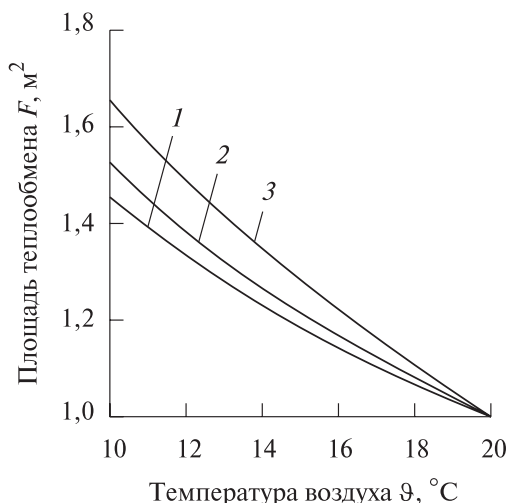


Рис. 5. Зависимость площади теплообмена от перепада температур между хладагентом и ядром потока в воздухоохладителе: расход охлаждаемого воздуха, 1,8 м³/с; коэффициент «сухой» теплоотдачи с его стороны 50 Вт/(м²·К); кривые соответствуют значениям $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\Phi}}{K_o}$ (см. рис. 3)

Fig. 5. Dependence of the heat exchange area on the temperature difference between the refrigerant and the core of the flow in the air cooler: flow rate of cooled air, 1,8 m³/s; coefficient of «dry» heat transfer from its side is 50 W / (m²·K); the curves correspond to the values $\Phi_1 = \frac{\beta f_{p,\Phi}}{K_o}$ (see Fig. 3)

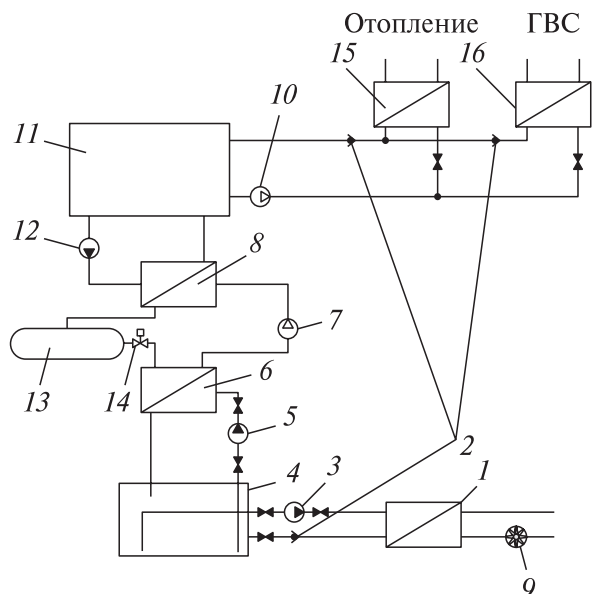


Рис. 6. Схема теплонасосной утилизации тепла воздуха в системе кондиционирования серверных станций: 1 — воздухоохладитель системы кондиционирования; 2 — обратный клапан; 3, 5 — насосы хладагента; 4 — бак хладагента; 6 — холодильник теплового насоса; 7 — компрессор; 8 — нагреватель-конденсатор; 9 — вентилятор; 10 — теплофикационный насос; 11, 12 — бак и насос теплоносителя; 13 — ресивер; 14 — терморегулирующий клапан; 15, 16 — соответственно системы отопления и горячего водоснабжения серверной станции

Fig. 6. Scheme of heat pump utilization of air heat in the air conditioning system of server stations: 1 — air cooler of the air conditioning system; 2 — check valve; 3, 5 refrigerant pumps; 4 — refrigerant tank; 6 — heat pump cooler; 7 — compressor; 8 — heater-condenser; 9 — fan; 10 — heating pump; 11, 12 — coolant tank and pump; 13 — receiver; 14 — thermostatic valve; 15, 16 — respectively, heating and hot water supply systems of the server station

шать потери в «сухом» режиме в 1,8 раза; при влажности ниже 0,3 кг/(м²·ч) рост потерь резко снижается, приближаясь к потерям при «сухом» режиме; в базовом варианте удельная интенсивность выпадения влаги составляет 0,126 кг/(м²·ч), при росте потерь в 1,55 раза [18].

Утилизировать тепловыделение серверов следует охлаждая конденсаторы систем кондиционирования воздуха в схемах с промежуточным теплоносителем и аккумуляцией тепловой энергии, направляя ее в системы отопления и горячего водоснабжения зданий серверных станций (рис. 6).

Мощность компрессора теплового насоса определяется степенью повышения давления паров хладагента и его расходом, который определяется холодопроизводительностью системы. Мощность электропривода вентилятора равна произведению производительности на создаваемый им напор, который при работе на сеть должен быть равен потерям в каналах теплообменников. Производительность вентилятора зависит от

тепловой нагрузки и от принимаемого изменения температуры воздуха при прохождении через них.

Потери в теплообменнике зависят от скорости воздуха, геометрической конфигурации его каналов, их материала, и других факторов: выпадения влаги на поверхности теплообмена или в каналах, учет которых необходим при выполнении полнопрофильного проектирования [12, 18–22]. Тепловая мощность конденсатора 8 равна сумме мощности компрессора и холодопроизводительности теплового насоса. Параметры контура теплового насоса и теплообменников зависят от минимальных разностей температур в них, определенных путем оптимизации. Оптимальные значения для испарителя теплового насоса равны 5...15 °С, а для конденсатора теплового насоса 3...11 °С.

Учитывая оптимальные параметры рассматриваемой теплотехнической схемы, в том числе схему контура термодинамической трансформации тепловой энергии, значение коэффициента преобразования тепловой энергии пароконпресси-

онного теплонасосного цикла η при температуре кипения от -5 до 0 °С и температуре конденсации 60 °С составит

$$\eta = \frac{Q_k}{Q_n} = \frac{Q_n + N_k}{Q_n} \cong 2,5.$$

Выводы

При тепловой нагрузке на воздухоохладитель кондиционера $Q_n = 256$ кВт в теплонасосном цикле тепловая мощность для теплофикации составит $Q_k = \mu Q_n = 640$ кВт.

Утилизируя ее, можно получить примерно 10 т/ч воды, нагреваемой от 10 до 60 °С, для отопления и горячего водоснабжения.

Использование данного энергетического эффекта позволяет экономить невозобновляемые источники энергии при эксплуатации постоянно возрастающих мощностей вычислительных информационных систем и снизить вредную нагрузку на окружающую среду.

Список литературы

[1] СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: Госстрой РФ, 2004. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200035579> (дата обращения 14.10.2019).

[2] СН 512-78. Инструкция по проектированию зданий и помещений для электронно-вычислительных машин. М.: Госстрой, 2000. URL: <http://docs.cntd.ru/document/901707386> (дата обращения 14.10.2019).

[3] Лозовецкий В.В., Лебедев В.В., Черкина В.М. Снижение тепловой нагрузки на окружающую среду с помощью тепловых насосов в системе очистки сточных вод // Инженерно-физический журнал, 2018. Т. 91. № 2. С. 504-512.

[4] Проценко В.П., Пустовалов С.Б., Савицкий А.И., Лагутенко С.К. Атомно-теплонасосная теплофикация (АТТ) как новое направление в развитии энергетики // Энергосбережение и водоподготовка, 2010. № 1 (63). 5 с.

[5] Закиров Д.Г. Состояние и перспективы использования низкопотенциальной теплоты с помощью тепловых насосов // Промышленная энергетика, 2004, № 6. С. 2-9.

[6] Янговский Е.И. Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. М.: Энергоатомиздат, 1989 г. URL: <https://eknigi.org/tehnika/>

87483-promyshlennye-teplovye-nasosy.html (дата обращения 24.12.2019).

[7] Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергоиздат, 1981. 320 с.

[8] Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: МЭИ, 1983. 416 с.

[9] Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / под ред. Б.К. Явнеля. М.: Стройиздат, 1985. 351 с.

[10] Василенко В.Х. Дыхательная система // Малая медицинская энциклопедия. М.: Советская энциклопедия, 1968. Т. 10. С. 209.

[11] Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. М.: Авок Стандарт, 2002. 15 с.

[12] ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. М.: МНТКС. 2013. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-30494-2011> (дата обращения 14.10.2019).

[13] Гоголин А.А. Осушение воздуха холодильными машинами. М.: Госторгиздат, 1962. 105 с.

[14] Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Стройиздат, 1971. 269 с.

[15] Теплофизические основы получения искусственного холода. // Холодильная техника, справочник / под ред. А.В. Быкова, А.А. Гоголина. М.: Пищевая пром-сть, 1980. 231 с.

[16] Дульнев Г.Н., Новиков В.В. Процессы переноса в неоднородных средах. Л.: Энергоатомиздат, 1991. 247 с.

[17] Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Калориметрический комплекс для исследования теплоотдачи в теплообменниках и испытания кондиционеров Электронный ресурс // Холодильная техника и кондиционирование, 2010. № 1. URL: <http://www.openmechanics.com/journals> свободный (дата обращения 14.10.2019).

[18] Рекомендации по расчету поверхностных воздухоохладителей для систем кондиционирования воздуха и вентиляции. М.: Госстрой СССР, 1969. 133 с.

[19] Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.

[20] Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1978. 416 с.

[21] Холодильное дело. URL: <http://holod-delo.ru/refrigeration/index.htm> (дата обращения 19.10.2019).

[22] Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.

Сведения об авторах

Комаров Евгений Геннадиевич — д-р. техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал), fuzzykom@gmail.com

Лозовецкий Вячеслав Владимирович — д-р. техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана (Мытищинский филиал), lozovetsky@mail.ru

Лебедев Владимир Владимирович — канд. техн. наук, доцент Московского технологического университета МИРЕА, voval_matr@mail.ru

Черкина Вера Михайловна — канд. техн. наук, доцент Московского государственного строительного университета, khina75@mail.ru

Поступила в редакцию 14.01.2020.

Принята к публикации 15.05.2020.

AUTONOMOUS HEATING SYSTEM DURING TRANSFORMATION OF THERMAL ENERGY FORMED IN SERVER STATIONS

E.G. Komarov¹, V.V. Lozovetsky¹, V.V. Lebedev², V.M. Cherkina³

¹BMSTU (Mytishchi branch), 1, 1st Institut'skaya st., 141005, Mytishchi, Moscow reg., Russia

²Russian Technological University, 20, Stromynka st., 107996, Moscow, Russia

³Moscow State Building University (NIU MGSU), 26, Yaroslavl highway, 129337, Moscow, Russia

fuzzykom@gmail.com

Results of design modeling of air-conditioning and central air of premises of server stations are presented. The estimation of thermal balance of typical server station is made. The potential of thermal energy which can be used is estimated it is useful for needs of central heating, to save power resources, and not to pollute environment thermal emissions. The detailed analysis of components of is material-power balance is made. The mathematical model of central air is developed for these purposes. Analysis problems of the heat substances exchange processes, the drainage of air connected with processes, occurring at its cooling are considered. The designing and operation problems interfaced with the heat substances exchange in air coolers are considered. The heat pump scheme of system is offered the central heating, utilizing warmly server station at air conditioning indoors. The model is offered and results of optimization of parameters heat pump schemes are considered. Results can be applied at designing of central airs of premises of server stations with passing recycling of thermal emissions for needs of central heating.

Keywords: ventilation and air-conditioning system, an air cooler, a refrigerating contour, thermal balance, drainage of damp air, heat recycling, thermal pump

Suggested citation: Komarov E.G., Lozovetsky V.V., Lebedev V.V., Cherkina V.M. *Modelirovanie sistemy avtonomnoy teplofikatsiya pri transformatsii teplovoy energii, obrazuyushchey v servernykh stantsiyakh* [Autonomous heating system during transformation of thermal energy formed in server stations]. *Lesnoy vestnik / Forestry Bulletin*, 2021, vol. 25, no. 1, pp. 130–139. DOI: 10.18698/2542-1468-2021-1-130-139

Reference

- [1] *SNiP 41-01–2003. Otoplenie, ventilyatsiya i konditsionirovanie* [SNiP 41-01–2003 Heating, ventilation and air conditioning]. Moscow: Gosstroy RF, 2004. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200035579> (accessed 14.10.2019).
- [2] *SN 512–78. Instruktsiya po proektirovaniyu zdaniy i pomeshcheniy dlya elektronno-vychislitel'nykh mashin* [CH 512–78 Instructions for the design of buildings and premises for electronic computers]. Moscow: Gosstroy, 2000. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/901707386> (accessed 14.10.2019).
- [3] Lozovetskiy V.V., Lebedev V.V., Cherkina V.M. *Snizhenie teplovykh nagruzki na okruzhayushchuyu sredu s pomoshch'yu teplovykh nasosov v sisteme ochistki stochnykh vod* [Reducing the heat load on the environment using heat pumps in the wastewater treatment system]. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal* [Engineering Physics Journal], 2018, v. 91, no. 2, pp. 504–512.
- [4] Protsenko V.P., Pustovalov S.B., Savitskiy A.I., Lagutenko S.K. *Atomno-teplonasosnaya teplofikatsiya (ATT) kak novoe napravlenie v razvitiy energetiki* [Nuclear heat pump district heating (ATT) as a new direction in the development of energy]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka* [Energy saving and water treatment], 2010, no. 1 (63), 5 p.
- [5] Zakirov D.G. *Sostoyanie i perspektivy ispol'zovaniya nizkopotentsi-al'noy teploty s pomoshch'yu teplovykh nasosov* [State and prospects of using low-grade heat with the help of heat pumps]. *Promyshlennaya energetika* [Promyshlennaya energetika], 2004, no. 6, pp. 2–9.
- [6] Yantovskiy E.I. Levin L.A. *Promyshlennyye teplovye nasosy* [Industrial heat pumps]. Moscow: Energoatomizdat, 1989. Available at: <https://eknigi.org/tehnika/87483-promyshlennyye-teplovye-nasosy.html> (accessed 24.12.2019).
- [7] Sokolov E.Ya., Brodyanskiy V.M. *Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov okhlazhdeniya* [Energy bases of heat transformation and cooling processes]. Moscow: Energoizdat, 1981, 320 p.
- [8] Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow: MEI, 1983, 416 p.
- [9] Khaynrikh G., Nayork X., Nestler V. *Teplonasosnye ustanovki dlya otopleniya i goryachego vodosnabzheniya* [Heat pump installations for heating and hot water supply]. Ed. B.K. Yavnel. Moscow: Stroyizdat, 1985, 351 p.
- [10] Vasilenko V.Kh. *Dykhatel'naya sistema* [Respiratory system]. *Malaya meditsinskaya entsiklopediya* [Small Medical Encyclopedia]. Moscow: Soviet Encyclopedia, 1968, t. 10, p. 209.
- [11] *Zdaniya zhilye i obshchestvennye. Normy vozdukhooobmena* [Residential and public buildings. Air exchange rates]. Moscow: Avok Standard, 2002, 15 p.
- [12] *GOST 30494–2011. Zdaniya zhilye i obshchestvennye. Parametry mikroklimate v pomeshcheniyakh* [GOST 30494–2011. Residential and public buildings. Indoor microclimate parameters]. Moscow: MNTKS, 2013. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/gost-30494-2011> (accessed 14.10.2019).
- [13] Gogolin A.A. *Osushenie vozdukh kholodil'nymi mashinami* [Air dehumidification with refrigeration machines]. Moscow: Gostorgizdat, 1962, 105 p.
- [14] Barkalov B.V., Karpis E.E. *Konditsionirovanie vozdukh v promyshlennykh, obshchestvennykh i zhilykh zdaniyakh* [Air conditioning in industrial, public and residential buildings]. Moscow: Stroyizdat, 1971, 269 p.
- [15] *Teplofizicheskie osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda* [Thermophysical bases for obtaining artificial cold]. *Kholodil'naya tekhnika, spravochnik* [Refrigeration equipment, reference book]. Ed. A.V. Bykov, A.A. Gogolin. Moscow: Food Industry, 1980, 231 p.
- [16] Dul'nev G.N., Novikov V.V. *Protsessy perenosa v neodnorodnykh sredakh* [Transfer processes in heterogeneous media]. Leningrad: Energoatomizdat, 1991, 247 p.

- [17] Kozhevnikova E.V., Lopatkina T.A. *Kalorimetricheskii kompleks dlya issledovaniya teplootdachi v teploobmennikakh i ispytaniya konditsionerov Elektronnyy resurs* [Calorimetric complex for the study of heat transfer in heat exchangers and testing of air conditioners Electronic resource]. *Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie* [Refrigeration technology and air conditioning], 2010, no. 1. Available at: <http://www.openmechanics.com/journals/free> (accessed 14.10.2019).
- [18] *Rekomendatsii po raschetu poverkhnostnykh vozdukhookhladiteley dlya sistem konditsionirovaniya vozdukha i ventilyatsii* [Recommendations for the design of surface air coolers for air conditioning and ventilation systems]. Moscow: Gosstroy USSR, 1969, 133 p.
- [19] Khauzen Kh. *Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke* [Heat transfer in counterflow, co-current and cross-flow]. Moscow: Energoizdat, 1981, 384 p.
- [20] Popyrn L.S. *Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya teploenergeticheskikh ustanovok* [Mathematical modeling and optimization of thermal power plants]. Moscow: Energiya, 1978, 416 p.
- [21] *Kholodil'noe delo* [Refrigeration business]. Available at: <http://holod-delo.ru/refrigeration/index.htm> (accessed 19.10.2019).
- [22] *Teoreticheskie osnovy teplotekhniki. Teplotekhnicheskiy eksperiment: spravochnik* [Theoretical foundations of heat engineering. Thermal Engineering Experiment]. Ed. V.A. Grigoriev, V.M. Zorin. Moscow: Energoatomizdat, 1988, 560 p.

Authors' information

Komarov Evgeniy Gennadievich — Dr. Sci. (Tech.), Professor of the BMSTU (Mytishchi branch), fuzzykom@gmail.com

Lozovetskiy Vyacheslav Vladimirovich — Dr. Sci. (Tech.), Professor of the BMSTU (Mytishchi branch), lozovetsky@mail.ru

Lebedev Vladimir Vladimirovich — Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor of the Russian Technological University, voval_matr@mail.ru

Cherkina Vera Mikhaylovna — Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor of the Moscow State Building University (NIU MGSU), khina75@mail.ru

Received 14.01.2020.

Accepted for publication 15.05.2020.