

УДК 621.59

Расчетно-аналитическая модель комбинированной установки кондиционирования воздуха

С.А. Гаранов¹, Д.А. Пантеев², А.Н. Соколик³¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1² ООО «ПСН Проперти Менеджмент», 115114, Москва, Российская Федерация, Дербеневская наб., д. 7, стр. 10³ АО «Шнейдер электрик», 127018, Москва, Российская Федерация, Двинцев ул., д. 12, к. 1

An analytical model for combined air conditioning unit

S.A. Garanov¹, D.A. Panteev², A.N. Sokolik³¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1² PSN Property Management LLC, 115113, Moscow, Russian Federation, Derbenevskaya Nab., Bldg. 7, Block 10³ Schneider Electric JSC (127018, Moscow, Russian Federation, Dvintsev St., Bldg. 12, Block 1 e-mail: garanov-sergey@yandex.ru, a.sokolik@list.ru

i Водоиспарительные установки являются актуальным направлением развития систем кондиционирования воздуха. Однако в литературе отсутствуют методики, позволяющие проводить инженерные расчеты установок кондиционирования воздуха (УКВ). Описана комбинированная двухступенчатая УКВ (первая ступень — водоиспарительного охлаждения, вторая — пароконденсационная), представлена ее схема. Предложена расчетно-аналитическая модель этой установки, приведены основные зависимости и допущения, используемые в расчете. Дана последовательность расчета, показана зависимость эффективности установки от температурного КПД косвенно-испарительного теплообменника. Разработанная модель позволяет выполнять инженерные расчеты комбинированной УКВ, определять внешние интегральные параметры УКВ (холодопроизводительность установки и каждой из ступеней, потребляемую мощность основных агрегатов, расход подпиточной воды), а также параметры воздушной среды и холодильного контура, необходимые для подбора и проектирования основных элементов схемы. В среде Visual Basic for Applications разработана программа, реализующая описанную расчетно-аналитическую модель.

Ключевые слова: водоиспарительное охлаждение, кондиционирование воздуха, расчетно-аналитическая модель.

i The design of evaporative cooling units is an important area in the development of air conditioning systems. However, the current literature lacks the methods that describe engineering calculations for indirect evaporative cooling units. The paper describes a combined two-stage air conditioning unit (first stage – evaporative cooling, second stage – vapor compression); and its scheme is shown. An analytical model of the unit is proposed, and basic relationships and allowances used in the calculations are given. The calculation sequence is described. It is shown that the unit efficiency depends on the temperature efficiency of the indirect evaporation heat-exchanger. The proposed model facilitates engineering calculations for the combined unit and determination of external integral parameters such as cooling capacity of the whole unit and each of its stages, power and water consumption as well as air and cooling contour parameters that are required for the selection and design of the main components of the scheme. The described analytical model is created using a Visual Basics for Application program.

Keywords: indirect evaporative cooling, air conditioning, analytic model.

Кондиционирование воздуха обеспечивает поддержание заданных параметров микроклимата в производственных, общественных и жилых зданиях, что способствует сохранению здоровья трудящихся и повышению производительности труда. Однако затраты энергии на системы вентиляции и кондиционирования воздуха составляют значительную часть энергопотребления здания. Поэтому необходима разработка новых, нетрадиционных подходов к охлаждению воздуха в системах кондиционирования. Для повышения энергетической эффективности установок кондиционирования воздуха (УКВ) авторами статьи предлагается использовать водоиспарительное охлаждение.

Цель работы — повышение энергоэффективности парокомпрессионных УКВ с использованием регенеративного косвенно-испарительного охлаждения, анализ работы комбинированных УКВ в климатических условиях, характерных для территории РФ.

Актуальность работ по данной тематике подтверждается разработками в области водоиспарительного охлаждения в странах СНГ, США, Евросоюза, Китае [1–4]. Рекомендации по применению подобных систем приведены в информационных бюллетенях Международного института холода (МИХ) и Американского общества инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха (ASHRAE) [5–7]. Однако опубликованные данные содержат, в основном, рекомендации по применению и результаты расчетов. Методики расчета и оптимизации подобных УКВ в литературе отсутствуют.

Рассмотрим расчетно-аналитическую модель, позволяющую определить параметры воздушной среды в основных точках цикла УКВ, а также рассчитать основные параметры УКВ. Принципиальная схема установки представлена на рис. 1.

Наружный воздух очищается в фильтре, засасывается вентилятором и подается в сухие каналы косвенно-испарительного теплообменника (КИТО), в котором охлаждается при постоянном влагосодержании. Далее этот поток направляется в поверхностный хладоновый воздухоохладитель, где охлаждается до требуемой температуры притока. Следует отметить, что в качестве вспомогательного потока может использоваться как наружный воздух, так и вытяжной воздух из помещения, энтальпия которого может быть ниже энтальпии наружного воздуха, что позволяет увеличить часть холодопроизводительности установки, вырабатываемой водоиспарительной ступенью.

Психрометрическая диаграмма процессов обработки воздуха в УКВ приведена на рис. 2.

Методика расчета. Разработанная методика расчета предназначена для определения термодинамических параметров воздуха в узловых точках УКВ и ее основных характеристик. Предлагаемая методика составлена для расчета УКВ в качестве приточно-вытяжной установки, подающей только наружный воздух.

- Параметры климатических условий:
 температура окружающей среды (ОС) t_{OC} , °С;
 относительная влажность окружающей среды ϕ_{OC} , %;
 барометрическое давление $p_{бар}$, кПа;
 температура вытяжного воздуха $t_{выт}$, °С;
 относительная влажность вытяжного воздуха $\phi_{выт}$, %;
 температура приточного воздуха $t_{пр}$, °С.
 Параметры установки:
 объемный расход приточного воздуха $V_{пр}$, м³/ч;
 недорекуперация на холодном конце КИТО $\Delta t_{x,КИТО}$, °С;
 недорекуперация на холодном конце испарителя $\Delta t_{x,исп}$, °С;

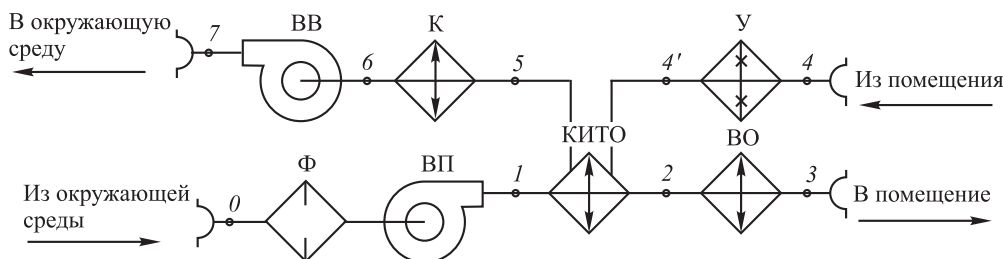


Рис. 1. Принципиальная схема УКВ с комбинированным косвенно-испарительным и парокомпрессионным охлаждением:

ВВ — вентилятор вытяжной; К — конденсатор воздушного охлаждения; У — увлажнитель; Ф — фильтр;
 ВП — вентилятор приточный; КИТО — косвенно-испарительный теплообменник; ВО — хладоновый воздухоохладитель; 1–7 — рабочие точки

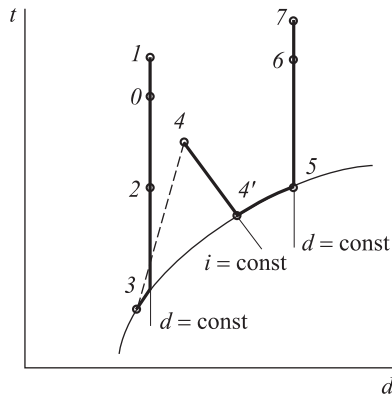


Рис. 2. Психрометрическая диаграмма процессов обработки воздуха в УКВ с комбинированным косвенно-испарительным и пароконденсационным охлаждением:

0 — наружный воздух; 0-1 — нагрев в вентиляторе прямого потока; 1-2 — охлаждение прямого потока в КИТО; 2-3 — охлаждение прямого потока в клапановом воздухоохладителе; 3-4 — нагрев воздуха в помещении; 4-4' — адиабатическое увлажнение воздуха вспомогательного потока; 4'-5 — нагрев воздуха вспомогательного потока в увлажняемых каналах теплообменника; 5-6 — нагрев в конденсаторе вспомогательного потока; 6-7 — нагрев в вентиляторе вспомогательного потока

недорекуперация на холодном конце конденсатора $\Delta t_{\text{х.конд}}$, °С;

хладагент, циркулирующий в пароконденсационном контуре, R407C.

Физические константы, используемые в расчетах:

теплоемкость сухого воздуха [8]

$$C_{p\text{с.в}} = 1,006 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С});$$

теплоемкость водяного пара [8]

$$C_{p\text{п}} = 1,86 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С});$$

теплоемкость воды [8]

$$C_{p\text{w}} = 4,186 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С});$$

скрытая теплота парообразования воды [8]

$$r_w = 2\,500 \text{ кДж}/\text{кг};$$

плотность воды [8]

$$\rho_w = 1\,000 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Основные зависимости, используемые в расчете:

давления, Па, насыщенных водяных паров от температуры [9]

$$P_{\text{н}}(t) = 611,2 \exp\left(\frac{\alpha t}{\beta + t}\right), \quad (1)$$

где t — температура, °С; α , β — константы, при

температуре воздуха больше 0 °С $\alpha = 17,504$, $\beta = 241,2$ °С;

влажностного содержания воздуха от давления насыщенных водяных паров, давления воздуха и относительной влажности [9]

$$d(p_{\text{н}}, p, \varphi) = \frac{0,6221\varphi p_{\text{н}}}{p - \varphi p_{\text{н}}}. \quad (2)$$

Здесь $p_{\text{н}}$ — давление насыщенных водяных паров, кПа; p — давление влажного воздуха, кПа; φ — относительная влажность воздуха, %;

парциального давления пара, кПа, от давления воздуха и влажностного содержания [9]

$$p_{\text{п}}(d, p) = p \frac{d}{0,6221 + d}; \quad (3)$$

теплоемкости влажного воздуха, кДж/(кг·°С), от влажностного содержания [9]

$$C_{p\text{в.в}}(d) = C_{p\text{с.в}} + dC_{p\text{п}}; \quad (4)$$

энтальпии влажного воздуха, кДж, от температуры и влажностного содержания [9]

$$i_{\text{в.в}}(t, d) = C_{p\text{с.в}}t + d(r_0 + C_{p\text{п}}t); \quad (5)$$

плотности влажного воздуха, кг/м³, от давления воздуха, температуры и давления водяных паров [9]

$$\rho_{\text{в.в}}(p, t, p_{\text{п}}) = \frac{0,00348}{273^\circ\text{С} + t} (p - 0,376 p_{\text{п}}); \quad (6)$$

относительной влажности воздуха, %, от парциального давления пара и давления насыщенных водяных паров [9]

$$\varphi_{\text{в.в}}(p_{\text{п}}, p_{\text{н}}) = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}}. \quad (7)$$

Расчет. Давление воздуха в основных точках схемы. Для определения давления в основных точках схемы (см. рис. 1) задаются потерями давления в аппаратах и располагаемым напором, который должна обеспечить на выходе УКВ. Принимаем, что в помещении поддерживается давление, равное барометрическому.

Точка 0 (забор воздуха из атмосферы):

$$p_0 = p_{\text{бар}}.$$

Точка 1 (прямой поток после приточного вентилятора):

$$p_1 = p_0 + (\Delta p_{\text{прКИТО}} + \Delta p_{\text{исп}} + \Delta p_{\text{прФ}} + \Delta p_{\text{внеш}}).$$

Точка 2 (прямой поток после КИТО):

$$p_2 = p_1 - (\Delta p_{\text{прКИТО}} + \Delta p_{\text{прФ}}).$$

Точка 3 (прямой поток после испарителя):

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{\text{исп}}.$$

Точка 4 (выход из помещения):

$$p_4 = p_0 - \Delta p_{\text{внеш}}.$$

Точка 5 (обратный поток после КИТО):

$$p_5 = p_4 - (\Delta p_{\text{обр КИТО}} + \Delta p_{\text{обр Ф}}).$$

Точка 6 (обратный поток после конденсатора):

$$p_6 = p_5 - \Delta p_{\text{конд}}.$$

Точка 7 (выброс в окружающую среду):

$$p_7 = p_{\text{бар}}.$$

Параметры наружного воздуха (точка 0). Влажосодержание при заданной температуре $t_0 = t_{\text{ос}}$ и относительной влажности $\varphi_0 = \varphi_{\text{ос}}$ определяют из соотношений (1), (2):

$$d_0 = d(p_n(t_0), p_0, \varphi_0).$$

Удельную энтальпию, кДж/кг, при заданных температуре и влажосодержании воздуха рассчитывают по зависимости (5):

$$i_0 = i_{\text{в.в}}(t_0, d_0).$$

Параметры воздуха на выходе из помещения (точка 4). Влажосодержание при известных температуре $t_4 = t_{\text{выт}}$ и относительной влажности $\varphi_4 = \varphi_{\text{выт}}$, находят по формулам (1), (2):

$$d_4 = d(p_n(t_4), p_4, \varphi_4).$$

Удельную энтальпию, кДж/кг, при известных температуре и влажосодержании воздуха определяют по зависимости (5):

$$i_4 = i_{\text{в.в}}(t_4, d_4).$$

Плотность воздуха, кг/м³, при известных температуре и влажосодержании рассчитывают по формулам (3), (6):

$$\rho_4 = \rho_{\text{в.в}}(p_4, t_4, p_n(d_4, p_4)).$$

Массовый расход приточного и вытяжного воздуха. Массовые расходы приточного и вытяжного воздуха определяют по заданному объемному расходу приточного воздуха.

Массовый расход приточного воздуха, кг/с,

$$G_{\text{прит}} = \frac{V_{\text{пр}} \rho_4}{3600}.$$

Массовый расход вытяжного воздуха, кг/с, принимается равным расходу приточного воздуха:

$$G_{\text{выт}} = G_{\text{прит}}.$$

Параметры воздуха прямого потока на входе в КИТО (точка 1). Напор приточного вентилятора, Па, рассчитывают как сумму потерь давления по прямому потоку в аппаратах и внешнего давления приточного вентилятора:

$$p_{\text{вент}} = \Delta p_{\text{пр КИТО}} + \Delta p_{\text{исп}} + \Delta p_{\text{пр Ф}} + \Delta p_{\text{внеш}},$$

Объемный расход воздуха, прокачиваемого вентилятором, при заданных массовом расходе и плотности воздуха на входе в вентилятор (параметры воздуха в точке 0) определяют по зависимостям (3) и (6):

$$\rho_0 = \rho_{\text{в.в}}(p_0, t_0, p_n(d_0, p_0)).$$

Объемный расход, м³/ч, воздуха, прокачиваемый вентилятором

$$V_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{прит}} \cdot 3600}{\rho_0}.$$

Потребляемая мощность электродвигателя, кВт,

$$N_{\text{вент}} = \frac{V_{\text{вент}} p_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}}},$$

где $\eta_{\text{вент}}$ — КПД вентилятора; $\eta_{\text{дв}}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передачи.

Поскольку вентилятор с электродвигателем устанавливается в потоке воздуха, вся мощность электродвигателя вентилятора преобразуется в тепловую энергию. Вследствие этого поток воздуха нагревается. Так как электродвигатель выделяет только явное тепло, нагрев воздуха происходит при постоянном влажосодержании. Таким образом, температуру воздуха после вентилятора можно определить следующим образом:

$$t_1 = t_0 + \frac{N_{\text{вент}}}{G_{\text{прит}} C_{p \text{ в.в}}(d_0)}.$$

Так как нагрев воздуха происходит при постоянном влажосодержании, можно записать

$$d_1 = d_0.$$

Удельную энтальпию, кДж/кг, при заданных температуре и влажосодержании воздуха находят по зависимости (5):

$$i_1 = i_{\text{в.в}}(t_1, d_1).$$

Относительная влажность, %, при известных температуре и влажосодержании воздуха рассчитывают по зависимостям (1), (3) и (7):

$$\varphi_1 = \varphi_{\text{в.в}}(p_n(d_1, p_1), p_n(t_1)).$$

Параметры воздуха на выходе из испарителя (точка 3). При определении параметров воз-

духа на выходе из испарителя необходимо проверить образование конденсата в испарителе. Выпадение конденсата в испарителе происходит в случае, если температура приточного воздуха ниже температуры точки росы наружного воздуха. Температура точки росы

$$t_{\text{т.р.}}(p_{\text{п}}(d_0, p_0)) = \frac{\beta \ln[p_{\text{п}}(d_0, p_0)/0,6112]}{\alpha - \ln[p_{\text{п}}(d_0, p_0)/0,6112]}.$$

Если в испарителе образуется конденсат, параметры воздуха рассчитывают по известной температуре приточного воздуха $t_{\text{пр}}$ и относительной влажности, равной 100 %. Влагосодержание при заданных температуре $t_3 = t_{\text{пр}}$ и относительной влажности $\varphi_3 = 100\%$ рассчитывают по зависимостям (1), (2):

$$d_3 = d(p_{\text{п}}(t_3), p_3, \varphi_3).$$

Удельную энтальпию, кДж/кг, при заданных температуре и влагосодержании воздуха определяют по формуле (5):

$$i_3 = i_{\text{в.в.}}(t_3, d_3).$$

Если конденсат в испарителе не выпадает, параметры воздуха рассчитывают по известной температуре приточного воздуха $t_{\text{пр}}$ и влагосодержанию, равному влагосодержанию наружного воздуха.

Относительная влажность, %, при известных температуре и влагосодержании воздуха в соответствии с зависимостями (1), (3) и (7)

$$\varphi_3 = \varphi_{\text{в.в.}}(p_{\text{п}}(d_3, p_3), p_{\text{п}}(t_3)).$$

Параметры воздуха обратного потока на входе в КИТО (точка 4'). На входе в КИТО воздух адиабатически увлажняется с таким расчетом, чтобы в потоке присутствовала капельная влага, которая испаряется в КИТО. Таким образом, можно принять, что относительная влажность воздуха на входе в КИТО $f_{4'} = 90\%$. Поскольку воздух увлажняется адиабатически, а энтальпия, вносимая с потоком воды пренебрежимо мала, энтальпия воздушного потока не меняется, т.е. $i_{4'} = i_4$. Остальные параметры воздуха находят из системы уравнений

$$\begin{cases} i_{4'} = i_{\text{в.в.}}(t_{4'}, d_{4'}); \\ d_{4'} = d(p_{\text{п}}(t_{4'}), p_{4'}, \varphi_{4'}). \end{cases}$$

Параметры воздуха прямого потока на выходе из КИТО (точка 2). При определении параметров воздуха на выходе из КИТО необходимо проверить возможность образования конденсата в КИТО. Конденсат в КИТО образуется в случае, если температура воздуха на выходе из КИТО ниже температуры точки росы

наружного воздуха. Температуру воздуха на выходе из КИТО зависит от температуры воздуха обратного потока на входе в КИТО и недорекуперации на холодном конце КИТО:

$$t_2 = t_4 + \Delta t_{\text{х КИТО}}.$$

Если в КИТО выпадает конденсат, параметры воздуха рассчитывают по определенной температуре воздуха t_2 на выходе из КИТО и относительной влажности, равной 100 %. Влагосодержание при заданных температуре t_2 и относительной влажности $\varphi_2 = 100\%$ находят по формулам (1), (2):

$$d_2 = d(p_{\text{п}}(t_2), p_2, \varphi_2).$$

Удельная энтальпия, кДж/кг, при заданных температуре и влагосодержании воздуха, в соответствии с зависимостью (5)

$$i_2 = i_{\text{в.в.}}(t_2, d_2).$$

В случае, если конденсат в КИТО не выпадает, параметры воздуха рассчитывают по известной температуре t_2 и влагосодержанию, равному влагосодержанию наружного воздуха.

Относительную влажность воздуха, %, при известных температуре и влагосодержании рассчитывают по зависимостям (1), (3) и (7):

$$\varphi_2 = \varphi_{\text{в.в.}}(p_{\text{п}}(d_2, p_2), p_{\text{п}}(t_2)).$$

Параметры воздуха обратного потока на выходе из КИТО (точка 5). Воздух обратного потока движется по каналам КИТО при постоянном подводе теплоты и влаги. Задача оптимизации теплообменного аппарата при конструкторском расчете заключается в том, чтобы оба этих процесса проходили с одинаковой интенсивностью. Для расчета параметров воздуха обратного потока на выходе из КИТО принимаем допущение, что воздух нагревается при постоянной относительной влажности, т.е.

$$\varphi_5 = \varphi_{4'}.$$

Для определения энтальпии воздуха обратного потока на выходе из КИТО должна быть известна тепловая нагрузка теплообменника, которую рассчитывают по прямому потоку по известному массовому расходу приточного воздуха и перепаду энтальпий:

$$Q_{\text{КИТО}} = G_{\text{прит}}(i_1 - i_2).$$

Энтальпия, кДж/кг, воздуха обратного потока на выходе из КИТО

$$i_5 = i_{4'} + \frac{Q_{\text{КИТО}}}{G_{\text{выт}}}.$$

Остальные параметры воздуха находят из системы уравнений

$$\begin{cases} i_{4'} = i_{в.в}(t_4, d_4); \\ d_{4'} = d(p_n(t_{4'}), p_4, \varphi_{4'}). \end{cases}$$

Парокомпрессионный контур. Расчет парокомпрессионного контура состоит в определении температуры кипения и конденсации хладагента, мощности, потребляемой компрессором, и теплоотдачи в конденсаторе.

Температуру кипения определяют по известной температуре воздуха на выходе из испарителя и недорекуперации на холодном конце испарителя. Недорекуперация назначается в начале расчета, исходя из опытных данных:

$$t_{кип} = t_4 - \Delta t_{х. исп.}$$

Температуру конденсации находят по известным температуре воздуха на входе в конденсатор и недорекуперации на холодном конце конденсатора:

$$t_{конд} = t_5 + \Delta t_{х. конд.}$$

Потребляемую мощность компрессора рассчитывают по программе подбора производителей компрессоров. Для этого кроме температур кипения и конденсации должна быть задана требуемая холодопроизводительность, кВт, которая зависит от расхода приточного воздуха и перепада энтальпий по воздуху в испарителе:

$$Q_{исп} = G_{прит}(i_2 - i_3).$$

Зная эти параметры, подбирают компрессор, определяют его потребляемую мощность и холодильный коэффициент ϵ_x . Теплоотдача в конденсаторе, кВт,

$$Q_{конд} = Q_{исп} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_x} \right).$$

Параметры воздуха обратного потока на выходе из конденсатора (точка 6). В конденсаторе отвод тепла конденсации осуществляется продувочным воздухом. На входе в конденсатор поступает практически насыщенный влажный воздух, но без капельной влаги. Поэтому нагрев воздуха в конденсаторе происходит при постоянном влагосодержании:

$$d_6 = d_5.$$

Поскольку воздух в конденсаторе нагревается в «сухом» режиме, т.е. без фазового перехода находящейся в нем влаги, корректной является запись теплового баланса конденсатора по температурам. Таким образом температура воздуха на выходе из конденсатора

$$t_6 = t_5 + \frac{Q_{конд}}{G_{выт} C_{p.в.в}(d_5)}.$$

Удельная энтальпия, кДж/кг, воздуха при заданных температуре и влагосодержании в соответствии с зависимостью (5):

$$i_6 = i_{в.в}(t_6, d_6).$$

Относительную влажность, %, воздуха при заданных температуре и влагосодержании рассчитывают по формулам (1), (3), (7):

$$\varphi_6 = \varphi_{в.в}(p_n(d_6, p_6), p_n(t_6)).$$

Параметры воздуха обратного потока на выбросе в атмосферу (точка 7). Напор, Па, вытяжного вентилятора зависит от суммы потерь давления по обратному потоку в аппаратах и внешнего давления вытяжного вентилятора:

$$p_{вент} = \Delta p_{обр. КИТО} + \Delta p_{конд} + \Delta p_{обр. Ф} + \Delta p_{внеш.}$$

Объемный расход воздуха, прокачиваемого вентилятором, определяют по известным массовому расходу и плотности воздуха на входе в вентилятор. Плотность воздуха при параметрах, соответствующих точке 6, рассчитывают по зависимостям (3) и (6):

$$\rho_6 = \rho_{в.в}(p_6, t_6, p_n(d_6, p_6)).$$

Объемный расход, м³/ч, воздуха, прокачиваемого вентилятором

$$V_{вент} = \frac{G_{выт} \cdot 3600}{\rho_6}.$$

Потребляемая мощность электродвигателя, вентилятора, кВт,

$$N_{вент} = \frac{V_{вент} p_{вент}}{\eta_{вент} \eta_{дв} \eta_{пер}},$$

где $\eta_{вент}$ — КПД вентилятора; $\eta_{дв}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{пер}$ — КПД передачи.

Поскольку вентилятор с электродвигателем установлен в потоке воздуха, вся мощность электродвигателя вентилятора преобразуется в тепло, которое нагревает воздух. Так как электродвигатель выделяет только явное тепло, нагрев воздуха происходит при постоянном влагосодержании. Таким образом, температура воздуха на выходе вентилятора

$$t_7 = t_6 + \frac{N_{вент}}{G_{выт} C_{p.в.в}(d_6)}.$$

В связи с тем, что нагрев воздуха происходит при постоянном влагосодержании, то

$$d_7 = d_6.$$

Удельную энтальпию, кДж/кг, при заданных температуре и влагосодержании воздуха в соответствии с зависимостью (5) рассчитывают по формуле

$$i_7 = i_{в.в}(t_7, d_7).$$

Относительную влажность, %, воздуха при заданных температуре и влагосодержании определяют по формулам (1), (3), (7):

$$\varphi_7 = \varphi_{в.в}(p_n(d_7, p_7), p_n(t_7)).$$

Результирующие величины. Суммарная потребляемая мощность системой кондиционирования воздуха (СКВ), кВт:

$$N_{СКВ} = N_{прит. вент} + N_{выт. вент} + N_{компр},$$

где $N_{прит. вент}$ — мощность приточного вентилятора; $N_{выт. вент}$ — мощность вытяжного вентилятора; $N_{компр}$ — мощность компрессора.

Полная холодопроизводительность, кВт, СКВ

$$Q_{полн. х} = G_{прит}(i_0 - i_3).$$

Полезная холодопроизводительность, кВт, (холод, вырабатываемый СКВ, температурный уровень которого ниже температурного уровня помещения) СКВ

$$Q_{полез. х} = G_{прит}(i_4 - i_3).$$

Расход подпиточной воды, кг/ч,

$$W_{подп} = G_{выт}(d_7 - d_4) - G_{прит}(d_0 - d_3).$$

Описанная расчетно-аналитическая модель комбинированной УКВ явилась основой программы, разработанной в среде Visual Basic for Applications. Данная программа позволяет моделировать работу установки в различных климатических зонах с выводом массива данных в табличной форме, что упрощает построение графиков встроенными средствами программного обеспечения Microsoft Excel.

Рассмотренная методика может быть использована инженерами и студентами технических вузов при проектировании комбинированных УКВ.

Выводы

1. Предложенная расчетно-аналитическая модель позволяет определять параметры воздушной среды в основных точках цикла УКВ, а также основные параметры УКВ.

2. Разработанная программа в среде Visual Basic for Applications, реализует описанную расчетно-аналитическую модель.

Литература

- [1] Xuan Y.M., Xiao F., Niu X.F., Huang X., Wang S.W. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) — Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol. 16, iss. 5, pp. 3535–3546.
- [2] Torell W. High efficiency indirect air economizer-based cooling for data centers. *White Paper no. 136*, 2013. 16 p. URL: http://www.apcmmedia.com/salestools/WTOL-8DNR9U/WTOL-8DNR9U_R1_EN.pdf?sdirect=true (дата обращения 28 февраля 2015).
- [3] *Munters Oasis™ Indirect Evaporative Cooler scores top marks* (2012). URL: http://dcseurope.info/news_full.php?id=24505 (дата обращения 1 марта 2015).
- [4] Lee E. *Indirect evaporative heat recovery ventilator heat exchanger (IEHRV-HX). Building energy research grant final report*. URL: <http://wcec.ucdavis.edu/wp-content/uploads/2012/10/IEHRV-BERG-Final-Report.pdf> (дата обращения 20 февраля 2015).
- [5] Jain S. Emulating Nature: Evaporative Cooling Systems, *Transactions of ASHRAE*, 2008, vol. 114, no. 2, pp. 421–428.
- [6] Woolley J., Modera M. Advancing development of hybrid rooftop packaged air conditioners: Test protocol and performance criteria for the western cooling challenge, *ASHRAE Transactions*, 2011, vol. 117, iss. part 1, pp. 533–540.
- [7] *27th Informatory Note on Refrigeration Technologies* (2015). URL: http://www.iifir.org/medias/medias.aspx?INSTANCE=exploitation&PORTAL_ID=portal_model_instance_publication_notes_information_en.xml&SYNCMENU=INFORMATORY_NOTES&SETLANGUAGE=EN (дата обращения 15 января 2015).
- [8] Воронец Д., Козич Д. *Влажный воздух: термодинамические свойства и применение*. Москва, Энергоатомиздат, 1984. 136 с.
- [9] Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. *Влажный воздух. Состав и свойства*. Санкт-Петербург, ГАХПТ, 1998. 146 с.

References

- [1] Xuan Y.M., Xiao F., Niu X.F., Huang X., Wang S.W. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) — Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, vol. 16, iss. 5, pp. 3535–3546.
- [2] Torell W. High efficiency indirect air economizer-based cooling for data centers. *White Paper no. 136*, 2013. 16 p. URL: http://www.apcmmedia.com/salestools/WTOL-8DNR9U/WTOL-8DNR9U_R1_EN.pdf?sdirect=true (accessed 28 February 2015).
- [3] *Munters Oasis™ Indirect Evaporative Cooler scores top marks* (2012). Available at: http://dcseurope.info/news_full.php?id=24505 (accessed 1 March 2015).
- [4] Lee E. *Indirect evaporative heat recovery ventilator heat exchanger (IEHRV-HX). Building energy research grant final report*. Available at: <http://wcec.ucdavis.edu/wp-content/uploads/2012/10/IEHRV-BERG-Final-Report.pdf> (accessed 20 February 2015).
- [5] Jain S. Emulating Nature: Evaporative Cooling Systems, *Transactions of ASHRAE*, 2008, vol. 114, no. 2, pp.
- [6] Woolley J., Modera M. Advancing development of hybrid rooftop packaged air conditioners: Test protocol and performance criteria for the western cooling challenge, *ASHRAE Transactions*, 2011, vol. 117, iss. part 1, pp. 533–540.
- [7] *27th Informatory Note on Refrigeration Technologies* (2015). Available at: http://www.iifir.org/medias/medias.aspx?INSTANCE=exploitation&PORTAL_ID=portal_model_instance_publication_notes_information_en.xml&SYNCMENU=INFORMATORY_NOTES&SETLANGUAGE=EN (accessed 15 January 2015).
- [8] Voronets D., Kozich D. *Vlazhnyi vozdukh: termodinamicheskie svoystva i primeneniye* [Humid air: thermodynamic properties and applications]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1984. 136 p.
- [9] Burtsev S.I., Tsvetkov Iu.N. *Vlazhnyi vozdukh. Sostav i svoystva* [Moist air. The composition and properties]. St. Petersburg, GAKhPT publ., 1998. 146 p.

Статья поступила в редакцию 17.03.2015

Информация об авторах

ГАРАНОВ Сергей Александрович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, email: garanov-sergey@yandex.ru).

ПАНТЕЕВ Даниил Андреевич (Москва) — главный инженер проектов ООО «ПСН Проперти Менеджмент» (115114, Москва, Российская Федерация, Дербеневская наб., д. 7, стр. 10).

СОКОЛИК Андрей Николаевич (Москва) — системный инженер АО «Шнейдер электрик» (127018, Москва, Российская Федерация, Двинцев ул., д. 12, к. 1, e-mail: a.sokolik@list.ru).

Information about the authors

GARANOV Sergey Alexandrovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigerating and Cryogenic Equipment, Environmental Control and Life-Support Systems. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, email: garanov-sergey@yandex.ru).

PANTEEV Daniil Andreevich (Moscow) — Chief Engineer (Projects), PSN Property Management LLC (115113, Moscow, Russian Federation, Derbenevskaya Nab., Bldg. 7, Block 10)

SOKOLIK Andrey Nikolaevich (Moscow) — System Engineer, Schneider Electric JSC (127018, Moscow, Russian Federation, Dvintsev St., Bldg. 12, Block 1, e-mail: a.sokolik@list.ru)