

УДК 697.92

Бройда Владимир Аронович

кандидат технических наук, доцент

E-mail: broida@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Дорофеев Николай Сергеевич

инженер-проектировщик

E-mail: ndorofeenko@yandex.ru

ООО «Производственное предприятие «ТехВент»

Адрес организации: 421001, Россия, г. Казань, ул. Нигматуллина, д. 1/47

Эффективность прямого естественного охлаждения в системе кондиционирования воздуха для помещений со значительными поступлениями тепла

Аннотация

Постановка задачи. Естественное охлаждение в системе кондиционирования воздуха снижает потребление электроэнергии компрессорами холодильной машины, сберегает ресурс работы компрессоров, его широкое внедрение – актуальная задача. Область рационального применения прямого естественного охлаждения существенно зависит от характеристик климата местности, требований к микроклимату помещения, поступления тепла в помещение в значительной части года. Цель исследования – выявить эффективность прямого естественного охлаждения, на основе расчета, опирающегося на общедоступную климатологическую информацию, учитывающего работу воздухоохладителя, парового увлажнителя, основных вентиляторов, выполненного для годового цикла работы системы кондиционирования воздуха.

Результаты. Основные результаты исследования заключаются в предложенном способе оценки энергетической эффективности прямого естественного охлаждения и в выполненных расчетах для разных климатических регионов России, подтверждающих его высокую эффективность и, следовательно, целесообразность применения.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли состоит в том, что применение систем естественного охлаждения совместно и вместо систем машинного охлаждения при достаточно широких рамках требований к микроклимату возможно для разных климатических зон. Оно целесообразно для большой группы помещений с тепловыделениями и позволяет существенно сократить затраты энергии на кондиционирование воздуха.

Ключевые слова: кондиционирование, естественное охлаждение, затраты энергии, мощность, эффективность.

Введение

Современные теплонапряженные помещения – это, прежде всего, помещения для телекоммуникационной аппаратуры, серверные станции с мощными компьютерами, центры обработки и хранения данных (ЦОД) и другие подобные комнаты. Качество функционирования сложной и дорогой аппаратуры и ее сохранность во многом зависит от надежной работы систем, обеспечивающих требуемый микроклимат. Основная роль в обеспечении микроклимата отводится системам кондиционирования воздуха, которые потребляют много электрической и тепловой энергии для круглогодичного обеспечения требуемых условий. Традиционно для подобных помещений применяются системы кондиционирования с холодильными машинами для летнего режима охлаждения и осушения воздуха. В холодный период года может требоваться отопление и увлажнение воздуха.

Существенно понизить затраты энергии, особенно электрической, можно используя технологию естественного охлаждения – Free Cooling – буквально с англ. «свободное охлаждение». Суть технологии заключается в использовании наружного воздуха для охлаждения помещения в тех ситуациях, когда температура наружного воздуха хотя бы на

2-3 градуса ниже внутренней. Естественное охлаждение (ЕО) снижает потребление электроэнергии компрессорами холодильной машины, сберегает ресурс работы компрессоров. К помещениям, в которых рационально применение ЕО, могут быть отнесены и другие производственные помещений с большими выделениями тепла, и даже некоторые помещения общественных зданий, как правило, находящиеся внутри их объемов и не имеющих наружных стен, через которые происходят трансмиссионные потери тепла.

Возможно несколько вариантов применения ЕО: непосредственная подача прохладного наружного воздуха в помещение – прямое естественное охлаждение; охлаждение приточного воздуха наружным в воздухо-воздушных теплообменниках (косвенное естественное охлаждение), такой способ может дополняться испарительным охлаждением; охлаждение наружным воздухом воды или незамерзающего раствора, с помощью которого производится охлаждение внутреннего воздуха, например, в фанкойлах. Все названные варианты имеют разнообразное техническое воплощение.

Пожалуй, самый эффективный метод – прямое естественное охлаждение. Предпосылками для его успешной реализации являются значительные поступления тепла в помещение, а также невысокая температура наружного воздуха, обеспечивающая достаточную разность температур с внутренним воздухом – это климатические данные района строительства.

Наконец, благоприятными могут быть расчетные параметры внутреннего воздуха. Устаревшие рекомендации для подобных помещений: температура воздуха от 20 °С до 25 °С, относительная влажность от 40 % до 50 %. Современные зарубежные рекомендации, ориентированные на более надежную технику, допускают широкие границы микроклимата. Например, рекомендуемые для помещений ЦОД всех классов А: температура воздуха от 18 °С до 27 °С, относительная влажность не более 60 %. Допустимые условия, например, для класса А4: температура воздуха от 5 °С до 45 °С, относительная влажность от 8 % до 90 %. Широкий диапазон параметров внутреннего воздуха позволяет реализовывать ЕО при меньших затратах энергии на тепловлажностную обработку, а во многих случаях она не потребуется.

Для расчета эффективности ЕО охлаждения требуется информация о наружном климате. Характеристики климата могут описываться различными способами: на основе статистических распределенных моделей [1, 2]; в виде продолжительности стояния температур в определенном диапазоне [3]; в виде простых, часто гармонических колебаний параметра (температуры, энтальпии, относительной влажности и т.д.) [4], основанных на обработке хода изменения среднемесячных значений параметра за многолетние наблюдения и другими способами. Описание в виде хода среднемесячных значений климатического параметра удобно тем, что отсекается малозначимая информация, но сохраняются основные тенденции годового изменения параметра. Такое описание удобно использовать при расчете потребления энергии, затрачиваемой на работу системы обеспечения микроклимата. При этом достаточно информации, содержащейся в СП «Строительная климатология». Все другие способы требуют привлечения дополнительной климатологической информации и, часто, ее сложной обработки.

Специалисты проявляют заинтересованность в применении естественного охлаждения, поскольку это направление актуально и связано с существенным энергосбережением. Имеются публикации [5-8], посвященные различным способам реализации естественного охлаждения, и постоянно появляются новые отечественные и зарубежные работы [9-13], в которых отмечаются достоинства и недостатки различных способов, приводятся экономические сравнения вариантов исполнения, сопоставление различных методов кондиционирования.

Для помещений ЦОД применяют показатель «климатический PUE», (англ. Power Usage Efficiency), который вычисляется на основе энергопотребления технологического оборудования $\mathcal{E}_{\text{ТЕХН}}$ и энергопотребления системы микроклимата $\mathcal{E}_{\text{МКЛИМ}}$:

$$\text{PUE} = (\mathcal{E}_{\text{ТЕХН}} + \mathcal{E}_{\text{МКЛИМ}}) / \mathcal{E}_{\text{ТЕХН}} \quad (1)$$

Максимальное значение PUE=1; для традиционного ЦОД с системой микроклимата на основе чиллеров или автономных кондиционеров PUE=1,5÷1,3. Отмечается, что естественное охлаждение может понижать PUE до 1,1÷1,2, а в наиболее эффективных

системах до 1,05. Значения PUE показывают выгоду естественного охлаждения. Возможно применение и других показателей его эффективности.

Часто выводы об эффективности конкретного способа естественного охлаждения делается на основе расчетов энергопотребления в отдельных состояниях исследуемой системы, что несколько снижает точность оценок, даже при скрупулезном учете всех затрат энергии.

Цель исследования

Цель исследования – выявить эффективность прямого естественного охлаждения, на основе расчета, опирающегося на общедоступную климатологическую информацию, учитывающего работу воздухоохладителя, парового увлажнителя, основных вентиляторов, выполненного для годового цикла работы системы кондиционирования воздуха.

Метод исследования

По характеру цели исследования разумно выполнять расчеты потребления энергии системой кондиционирования воздуха с воздухоохладителем и с паровым увлажнителем, имеющей функцию прямого естественного охлаждения. Режим прямого естественного охлаждения используется в той части годового цикла, когда температуры наружного воздуха t , °С, невысоки, ниже расчетной температуры внутреннего воздуха t_B . В некоторой части годового цикла может возникать потребность в увлажнении воздуха, обычно это бывает в холодный период года.

Для применения естественного охлаждения подходят помещения со значительными поступлениями тепла в течение большей части годового цикла. Такими обычно являются технологические тепловыделения, которые для определенных видов производств можно характеризовать теплонапряженностью помещения q , Вт/м³. Тогда, выделения тепла в помещении, Вт, составят:

$$Q=q \cdot V, \quad (2)$$

где V – объем помещения, м³.

Потери тепла помещением через наружные ограждения (или приток тепла в помещение) при любой температуре наружного воздуха можно выразить через удельную тепловую характеристику x , Вт/(м³·°С):

$$Q_T=x \cdot V \cdot (t_B-t). \quad (3)$$

Явное тепло, приносимое (или удаляемое) вентиляционным воздухом, Q_B , Вт, определяется выражением:

$$Q_B=0,278 \cdot L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_B-t), \quad (4)$$

где L – расход вентиляционного воздуха, м³/ч; c – удельная теплоемкость воздуха, $c=1,006$ кДж/(кг·°С); ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Тепловой баланс помещения по явному теплу определяется выражением:

$$\Delta Q=Q-Q_T-Q_B=q \cdot V-x \cdot V \cdot (t_B-t)-0,278 \cdot L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_B-t). \quad (5)$$

Здесь ΔQ – избытки или недостатки явного тепла в помещении, Вт.

Изменение температуры в годовом цикле для большинства населенных пунктов, достаточно хорошо описываются первыми членами разложения климатического параметра в тригонометрический ряд, обычно достаточно двух первых членов ряда. Так годовое изменение температуры наружного воздуха можно представить в виде:

$$t=t_T+A \cdot \cos(z), \quad (6)$$

где t_T – первый член разложения в ряд, который можно трактовать как среднегодовое значение температуры, °С; A – коэффициент при втором члене разложения в ряд, понимается как половина амплитуды годового изменения температуры наружного воздуха, °С; z – безразмерная характеристика времени, отсчитываемого от годового максимума температуры, выраженная в радианах, $z=Z \cdot 2\pi/365$, рад; Z – период времени, отсчитываемого от годового максимума температуры, сут.

Годовое изменение парциального давления водяных паров P , кПа также можно приближенно представить с помощью двух первых членов разложения в ряд:

$$P=P_0+P_1 \cdot \cos(z), \quad (7)$$

где P_0 и P_1 – соответственно, первые коэффициенты ряда парциального давления водяных паров, кПа.

Определить t_G , A , P_0 , P_1 можно используя среднемесячные значения за наиболее жаркий (июль) и холодный (январь) месяцы из СП «Строительная климатология»:

$$\begin{aligned}t_G &= (t_{\text{ИЮЛ}} + t_{\text{ЯНВ}}) / 2, \\ A &= (t_{\text{ИЮЛ}} - t_{\text{ЯНВ}}) / 2, \\ P_0 &= (P_{\text{ИЮЛ}} + P_{\text{ЯНВ}}) / 2, \\ P_1 &= (P_{\text{ИЮЛ}} - P_{\text{ЯНВ}}) / 2.\end{aligned}$$

Значения t_G , A , P_0 , P_1 для описания климата трех городов России представлены в табл. 1.

Таблица 1

Климатические коэффициенты некоторых городов России

Город	t_G , °С	A , °С	P_0 , кПа	P_1 , кПа
Краснодар	11,1	12,45	1,06	0,65
Казань	2,8	16,3	0,865	0,645
Кемерово	0	18,8	0,69	0,64

Используя значение P с помощью известной системы уравнений, описывающей свойства влажного воздуха можно рассчитать среднесуточные значения влагосодержания наружного воздуха d , кг/кг.

Максимальное d_1 и минимальное d_2 влагосодержания внутреннего воздуха определяются по соответствующим нормируемым максимальным и минимальным температурам t_B и относительным влажностям ϕ_B , %, с помощью системы уравнений влажного воздуха.

Влагосодержание воздуха в помещении определяется выражением:

$$d_B = d + W / (L \cdot \rho), \quad (8)$$

где W – влаговыделения в помещение, кг/ч.

У большинства производств выделения влаги в помещения незначительны.

Если

$$d_B > d_1, \quad (9)$$

тогда появляется нагрузка осушения воздуха, то есть возрастает нагрузка воздухоохладителя, что обычно встречается в теплый период года. В этом случае нагрузка воздухоохладителя составит, Вт:

$$\Delta Q_{\text{П}} \approx \Delta Q + 3,6 \cdot r \cdot (d_B - d_1) \cdot L \cdot \rho, \quad (10)$$

где r – скрытая теплота парообразования, $r = 2500$ кДж/кг.

Если

$$d_B < d_2, \quad (11)$$

что более характерно для холодного периода года, тогда возникает нагрузка парового увлажнителя, Вт:

$$N_{\text{ПВ}} \approx ((d_2 - d_B) \cdot L \cdot \rho \cdot (r + c_w \Delta t_w)) / 3,6, \quad (12)$$

где c_w – удельная теплоемкость воды, $c_w = 4,187$ кДж/(кг·К); Δt_w – температурный перепад, на который нагревается вода в парогенераторе, его можно приближенно оценить $\Delta t_w \approx 90$ °С.

При прямом естественном охлаждении, регулируется подача наружного воздуха. Укажем диапазоны регулирования расхода наружного воздуха.

Обычно включение ЕО происходит, когда разность температур внутреннего и наружного воздуха достигает 2-3 °С. Пусть температура включения ЕО t_1 равна:

$$t_1 = t_{B1} - 3, \quad (13)$$

где t_{B1} – максимальное нормируемое значение температуры внутреннего воздуха, °С.

В диапазоне изменения температуры наружного воздуха от ее максимального значения t_{MAX} до t_1 , охлаждение достигается целиком за счет работы холодильной машины, при этом система кондиционирования подает постоянный минимальный расход наружного воздуха L_H , который чаще определяется по санитарной норме или компенсацией местной вытяжки.

В диапазоне температур от t_1 до температуры отключения компрессоров холодильной машины t_2 , используется машинное и естественное охлаждение. При достижении температуры t_2 , система кондиционирования включается на максимальную

подачу наружного воздуха L_0 , чтобы полнее использовать возможности ЕО. Значение t_2 определяется по формуле:

$$t_2 = t_{B1} - 3,6 \cdot Q / (3,6 \cdot x \cdot V + L_0 \cdot c \cdot \rho). \quad (14)$$

Величина расхода воздуха L_0 находится исходя из максимальной потребности в холоде, ΔQ_{MAX} , которая наблюдается при наиболее высокой температуре наружного воздуха $t_{MAX} = t_f + A$:

$$L_0 = 3,6 \cdot \Delta Q_{MAX} / (c \cdot \rho \cdot \Delta t), \quad (15)$$

где Δt – допустимый перепад температур при охлаждении воздуха в испарителе холодильной машины, которая в случае использования ЕО определяется способом воздухозабора и раздачи.

При изменении температуры наружного воздуха от t_2 до t_3 – температура, при которой исчезают избытки тепла в помещении – используется только ЕО. Его мощность охлаждения соответствует снижающимся теплоизбыткам помещения. Значение температуры t_3 находится из выражения (14), в котором вместо L_0 используется L_H . Расход наружного воздуха L уменьшается от L_0 до L_H , его изменение в этом диапазоне температур выражается формулой:

$$L = 3,6 \cdot (Q + x \cdot V \cdot (t - t_{B1})) / (\rho \cdot c \cdot (t_{B1} - t)). \quad (16)$$

В диапазоне температур наружного воздуха от t_3 до t_4 при неизменном расходе наружного воздуха L_H за счет теплопотерь помещения температура воздуха в нем снижается до меньшего нормируемого значения t_{B2} . Значение температуры t_4 определяется выражением (14) в котором вместо L_0 используется L_H , а вместо $t_{B1} - t_{B2}$.

Наконец, в диапазоне температур от t_4 до минимальной расчетной для данной местности t_{MIN} – требуется отопление помещения. При сочетании не очень высокой максимально температуры наружного воздуха и, наоборот, повышенной предельной температуры t_{B1} , может получиться, что $t_{MAX} < t_1$ – первый температурный интервал отсутствует. При больших технологических поступлениях тепла последний температурный интервал может отсутствовать, об этом свидетельствует выполнение условия $t_4 \leq t_{MIN}$.

Каждому температурному диапазону соответствуют свои временные границы, выраженные в безразмерном виде в рад: $0 - z_1, z_1 - z_2, z_2 - z_3, z_3 - z_4, z_4 - \pi$. Безразмерное время границ каждого температурного диапазона находится по формуле:

$$z_i = \arccos((t_i - t_f) / A), \quad (17)$$

где t_i – значение температуры наружного воздуха на границе рассматриваемого диапазона, °С.

Годовые затраты искусственного холода, ΔQ_G , кВт·ч, без использования естественного охлаждения:

$$\Delta Q_G = 365 / \pi \cdot (b_2 - b_1) \cdot (m / 7) / 1000 \cdot \int_0^{z_1} \Delta Q_{II} dz, \quad (18)$$

где b_1 и b_2 – время начала и окончания работ системы кондиционирования воздуха в течение суток, час; m – число рабочих дней в неделю.

В диапазоне температур наружного воздуха от t_1 до t_2 охлаждающая мощность естественного охлаждения определяется выражением:

$$Q_{EO} = 0,278 \cdot L_0 \cdot c \cdot \rho \cdot (t - t_{B1}), \quad (19)$$

за счет Q_{EO} снижаются затраты искусственного холода в этот период.

Годовые затраты искусственного холода при использовании ЕО, ΔQ_{GEO} , кВт·ч:

$$\Delta Q_{GEO} = 365 / \pi \cdot (b_2 - b_1) \cdot (m / 7) / 1000 \cdot \left(\int_0^{z_1} \Delta Q_{II} dz + \int_{z_1}^{z_2} (\Delta Q_{II} - Q_{EO}) dz \right). \quad (20)$$

В качестве показателя эффективности применения ЕО можно использовать безразмерную величину $\mathcal{E}\phi_X$, представляющую собой отношение уменьшения затрат искусственного холода к таковым без использования естественного охлаждения:

$$\mathcal{E}\phi_X = 1 - \Delta Q_{GEO} / \Delta Q_G. \quad (21)$$

В среднем за сезон на выработку 1 кВт холода компрессор расходует $0,22 \div 0,28$ кВт электрической мощности ($k_K = 0,22 \div 0,28$). Годовое потребление электроэнергии компрессором для выработки холода без использования естественного охлаждения равно:

$$N_{ГК} = k_K \cdot \Delta Q_G, \quad (22)$$

а при естественном охлаждении:

$$N_{ГКЕО} = N_{ГК} \cdot \mathcal{E}\phi_X \quad (23)$$

Годовое потребление энергии паровым увлажнителем кондиционера в режиме без естественного охлаждения $N_{ГП}$, кВт·ч, и в режиме с естественным охлаждением $N_{ГПЕО}$, определяются по одной формуле, но с учетом изменения расхода наружного воздуха во временных диапазонах и выполнением условия (11):

$$N_{ГП} = 365 / \pi \cdot (b_2 - b_1) \cdot (m/7) \cdot \int_0^{\pi} N_{ПВ} dz \quad (24)$$

Потребляемая электрическая мощность вентиляторов, N_B , кВт, пропорциональна максимальному расходу воздуха, L_0 . Предполагается, что работают 2 вентилятора, а изменяющийся расход воздуха L регулируется рециркуляцией, тогда:

$$N_B = H \cdot L_0 / (3600 \cdot 1000 \cdot \text{КПД}), \quad (25)$$

где H – полное давление, развиваемое вентилятором, Па; КПД – общий коэффициент полезного действия вентагрегата с учетом потерь энергии в подшипниках, передаче, в электродвигателе.

Годовое потребление электроэнергии вентиляторами определяется также по единой формуле:

$$N_{ГВ} = 365 / \pi \cdot (b_2 - b_1) \cdot (m/7) \cdot \int_0^{\pi} N_B dz \quad (26)$$

Эффективность потребления электроэнергии при использовании ЕО с учетом работы парового увлажнителя и вентилятора можно оценить, применив аналог PUE, приняв за энергопотребление технологического оборудования $\mathcal{E}_{ТЕХН}$ технологические поступления тепла за год, кВт·ч, которые определяются по формуле:

$$\mathcal{E}_{ТЕХН} = Q \cdot (b_2 - b_1) \cdot (m/7) \cdot 365 / 1000. \quad (27)$$

Аналог климатического PUE – условный $\text{PUE}_{УСЛ}$ – при использовании ЕО равен:

$$\text{PUE}_{УСЛ} = (\mathcal{E}_{ТЕХН} + N_{ГКЕО} + N_{ГП} + N_{ГВ}) / \mathcal{E}_{ТЕХН}. \quad (28)$$

Результаты

Для трех регионов России, климатические данные которых представлены в табл. 1, выполнены расчеты по приведенным выше зависимостям при следующих условиях: объем расчетного помещения $V=1000$ м³, теплонапряженность $q=15$ Вт/м³, удельная тепловая характеристика $x=0,3$ Вт/(м³·°С), влаговыделения в помещении отсутствуют $W=0$ кг/ч, кратность воздухообмена наружного воздуха $Kp_H=0,5$ 1/ч, температурно-влажностные границы внутреннего воздуха: $t_{B1}=27$ °С, $\phi_{B1}=60$ % ($d_{B1}=13,3$ г/кг); $t_{B2}=20$ °С, $\phi_{B2}=20$ % ($d_{B2}=2,9$ г/кг). Расчеты выполнены для условий круглосуточной работы системы кондиционирования по 7 дней в неделю: $b_1=0$ ч, $b_2=24$ ч, $m=7$ дней. Затраты электрической мощности компрессора на выработку 1 кВт холода приняты 0, 25 кВт ($k_K=0,25$). Мощность вентиляторов определена при полной потере давления на каждом $H=200$ Па при общем КПД=0,6, а расход воздуха L_0 определен по формуле (15) при $\Delta t=8$ °С. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов по климатическим данным гг. Краснодар, Казань и Кемерово

Наименование расчетной величины	Краснодар	Казань	Кемерово
Максимальный расход наружного воздуха при ЕО, L_0 , м ³ /ч	4995	4254	4167
Потребность в холоде за год, ΔQ_T , кВт·ч	63718	39096	34920
Производство машинного холода за год при ЕО, $\Delta Q_{ГЕО}$, кВт·ч	12655	1112	534
Потребление электроэнергии компрессором за год без естественного охлаждения, $N_{ГК}$, кВт·ч	15929	9774	8730
Потребление электроэнергии компрессором за год с естественным охлаждением, $N_{ГКЕО}$, кВт·ч	3164	278	133
Потребление электроэнергии паровым увлажнителем за год с естественным охлаждением, $N_{ГПЕО}$, кВт·ч	121,6	1283	2720
Потребление энергии вентиляторами за год, $N_{ГВ}$, кВт·ч	8104	6901	6759
Относительное снижение затрат холода за счет естественного охлаждения, $\mathcal{E}\phi_X$	0,864	0,972	0,984
Теплопоступления технологические за год, $\mathcal{E}_{ТЕХН}$, кВт·ч	131400	131400	131400
Условный PUE	1,087	1,064	1,073

Приведенные результаты расчетов показывают высокую эффективность естественного охлаждения в доле снижения использования искусственного холода (величины $\mathcal{E}\phi_X$ во всех примерах близки к 1). Об эффективности естественного охлаждения в снижении энергетических затрат по поддержанию требуемых параметров микроклимата свидетельствуют высокие значения условного показателя PUE.

Заключение

Выполненные расчеты показывают, что прямое естественное охлаждение решающим образом снижает потребность в машинном холоде, в разы сокращает потребление электроэнергии компрессорами холодильных машин, ограниченно влияет на затраты энергии парового увлажнения. Заметную долю общих затрат электроэнергии, при использовании прямого естественного охлаждения, составляют затраты на работу вентиляторов, которые также следует учитывать. Следует отметить, что полученные результаты справедливы при достаточно широком диапазоне условий микроклимата.

Предложен способ энергетической оценки эффективности прямого естественного охлаждения, основывающийся на ограниченных и общедоступных климатических данных района строительства.

Список библиографических ссылок

1. Кувшинов Ю. Я. Энергосбережение в системе обеспечения микроклимата зданий. М. : Ассоциация строительных вузов, 2010. 320 с.
2. Малявина Е. Г., Маликова О. Ю., Лыффонг Ф. В. Роль детализации вероятностно-стохастической модели климата в оценке энергопотребления системами кондиционирования воздуха // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 41–53.
3. Бройда В. А. Экономия тепловой энергии за счет стабилизации расхода естественной вытяжной вентиляции // Известия вузов. Строительство. 2012. № 10. С. 54–58.
4. Малявина Е. Г., Фролова А. А. Расчет энергетически целесообразной температуры наружного воздуха для перехода на свободное охлаждение кондиционируемых помещений // Известия вузов. Строительство. 2012. № 11-12. С. 71–78.
5. Бройда В. А. Сравнение эффективности естественного охлаждения у кондиционера с воздушным и водяным охлаждением конденсатора. Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : сб. мат. IX Международной научной конференции 17-22 мая 2011 г. / ВолгГАСУ, Волгоград. 2011. С. 136–142.
6. Хабибуллин Ю. Х., Барышева О. Б. Разработка энергосберегающего устройства приточной вентиляции : сб. ст. Интеграция, партнерство и инновации в строительной науке и образовании – Международной научной конференции / МГСУ. М., 2012. С. 257–260.
7. Christy S., Satheesh A. Energy Efficient Free Cooling System for Data Centers. Third IEEE International Conference on Cloud Computing Technology and Science. 2011. January. P. 646–650.
8. Кокорин О. Я., Балмасов М. В. О возможности применения режима «free cooling» в средней полосе России // Холодильная техника. 2012. № 11. С. 10–14.
9. Малявина Е. Г., Фролова А. А., Силаев А. С. Энергетическая и экономическая оценка систем свободного и машинного охлаждения для кондиционируемых помещений офисов // АВОК. 2014. № 2. С. 68–72.
10. Gappazzoli A., Primiceri G. Cooling systems in data centers: state of arts and emerging technologies. 7th International conference on sustainability in energy and buildings. 2015. vol. 83. P. 484–493.
11. Yanga Y., Wangd B., Zhoue O. Air Conditioning System Design using Free Cooling Technology and Running Mode of a Data Center in Jinan. 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning. ISHVAC2017. 19-22 October 2017. Jinan, China. P. 3545–3549.

12. Zhang Y., Wei Z., Zhang M. Free cooling technologies for data centers: energy saving mechanism and applications. World Engineers Summit – Applied Energy Symposium & Forum: Low Carbon Cities & Urban Energy Joint Conference, WES-CUE 2017. December 2017. Vol. 143. Singapore. P. 410–415.
13. Gozcu O., Erden H. S. Energy and economic assessment of major free cooling retrofits for data centers in Turkey // Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences. 2019. № 27. P. 2197–2212.

Broyda Vladimir Aronovich

candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: broida@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Dorofeenko Nikolay Sergeevich

design engineer

E-mail: ndorofeenko@yandex.ru

LLC Production Enterprise «TechVent»

The organization address: 421001, Russia, Kazan, Nigmatullina st., 1/47

**Efficiency of direct free cooling in an air conditioning system
for rooms with significant heat input****Abstract**

Problem statement. Free cooling (FC) in the air conditioning system reduces the energy consumption of the compressors of the refrigeration machine, saves the life of the compressors, its widespread implementation is an urgent task. The area of rational use of direct free cooling substantially depends on: the characteristics of the local climate, the requirements for the microclimate of the room, and the heat input to the room in a significant part of the year. The purpose of the study is to identify the effectiveness of direct free cooling, based on a calculation based on generally available climatological information, taking into account the operation of an air cooler, steam humidifier, main fans, performed for the annual cycle of operation of the air conditioning system.

Results. The main results of the study are in the proposed method for assessing the energy efficiency of direct free cooling and the calculations for different climatic regions of Russia, confirming its high efficiency and, therefore, the feasibility of use.

Conclusions. The significance of the results obtained for the construction industry lies in the fact that the use of free cooling systems together and instead of engine cooling systems with a fairly wide range of microclimate requirements is possible for different climatic zones. It is suitable for a large group of rooms with heat and can significantly reduce energy costs for air conditioning.

Keywords: conditioning, free cooling, energy consumption, power, efficiency.

References

1. Kuvshinov Y. Y. Energy conservation in the microclimate system of buildings. M. : Assoziacija stroitelnyh vuzov, 2010. 320 p.
2. Malyavina E. G., Malikova O. Y., Lyfong F. V. The role of detailing the probabilistic-stochastic climate model in the assessment of energy consumption by air conditioning systems // Izvestia Vuzov. Stroitelstvo. 2019. № 1. P. 41–53.
3. Broyda V. A. Saving thermal energy by stabilizing the flow of natural exhaust ventilation // Izvestia Vuzov. Stroitelstvo. 2012. № 10. P. 54–58.
4. Malyavina E. G., Frolova A. A. Calculation of the energetically feasible outdoor temperature for the transition to free cooling of air-conditioned rooms // Izvestia Vuzov. Stroitelstvo. 2012. № 11-12. P. 71–78.

5. Broyda V. A. Comparison of the free cooling efficiency of an air conditioner with air and water cooling of a condenser. The quality of indoor air and the environment. Materials of the IX International Scientific Conference May 17-22, 2011 / VolgGASU, Volgograd. 2011. P. 136–142.
6. Khabibullin Y. K., Barysheva O. B. Development of an energy-saving supply ventilation device : dig of art. Integration, partnership and innovation in construction science and education – International Scientific Conference / MGSU, M., 2012. P. 257–260.
7. Christy S., Satheesh A. Energy Efficient Free Cooling System for Data Centers. Third IEEE International Conference on Cloud Computing Technology and Science. 2011. January. P. 646–650.
8. Kokorin O. Y., Balmasov M. V. On the possibility of using the «free cooling» mode in central Russia // Kholodilnaja Refrigeration equipment. 2012. № 11. P. 10-14.
9. Malyavina E. G., Frolova A. A., Silaev A. S. Energy and economic evaluation of free and engine cooling systems for air-conditioned office premises//AVOK. 2014. № 2. P. 68–72.
10. Gappazzoli A., Primiceri G. Cooling systems in data centers: state of arts and emerging technologies. 7th International conference on sustainability in energy and buildings. 2015. vol. 83. P. 484–493.
11. Yanga Y., Wangd B., Zhoue O. Air Conditioning System Design using Free Cooling Technology and Running Mode of a Data Center in Jinan. 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning. ISHVAC2017. 19-22 October 2017. Jinan, China. P. 3545–3549.
12. Zhang Y., Wei Z., Zhang M. Free cooling technologies for data centers: energy saving mechanism and applications. World Engineers Summit – Applied Energy Symposium & Forum: Low Carbon Cities & Urban Energy Joint Conference, WES-CUE 2017. December 2017. Vol. 143. Singapore. P. 410–415.
13. Gozcu O., Erden H. S. Energy and economic assessment of major free cooling retrofits for data centers in Turkey // Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences. 2019. № 27. P. 2197–2212.