

## Мониторинг микроклимата – основа создания эффективных систем и здания с минимальным энергопотреблением

Д.т.н., проф. А.Г. Сотников\*,  
НП «АВОК Северо-Запад»

*Мониторинг микроклимата общественных и промышленных зданий – не только основной, но и единственный способ определения фактических нагрузок, обычно далеких от расчетных величин, и параметров воздушной среды. При проектировании новых зданий он неприемлем, кроме объектов-аналогов, зато для действующих или реконструируемых сооружений, оснащаемых системами микроклимата, очень эффективен. Метод тепло-, влаго-, паро- и газоздушных балансов мало известен проектировщикам и поэтому пока еще мало востребован. Однако та информация, которая может быть получена, является объективной характеристикой параметров и нагрузок и является основой проектирования самодостаточных в энергетическом отношении зданий. Этой статьей и большой главой из подготовленной книги<sup>1</sup> автор хотел ознакомить инженерную общественность с методикой использования мониторинга, поясненной характерными примерами, основанными на фактических замерах.*

Главная современная мировая тенденция проектирования – разработка и создание самодостаточных в энергетическом отношении зданий при учете совместного действия внешних климатических факторов (температуры наружного воздуха, его влажности, солнечной радиации, облачности, естественной освещенности, ветра и др.). Это достигается архитектурно-планировочными решениями здания (его формой, ориентацией по сторонам света, площадью светопроемов, термическим сопротивлением и влагонепроницаемостью наружных ограждений) и их способностью самостоятельно поддерживать параметры воздуха ( $t_B$ ,  $\varphi_B$ ), газовый и озон-ионный состав воздуха (содержание частиц аэрозолей, концентрацию  $CO_2$  и др.), уровень шума при минимальном «вмешательстве» традиционных инженерных систем отопления, вентиляции, кондиционирования и ионизации.

Самодостаточный в энергетическом отношении объект – жилое, общественное, производственное помещение или здание с относительно небольшими удельными теплоизбытками  $q_F=20-40 \text{ Вт/м}^2$  можно представить графиком годовых режимов работы (рис. 1 а,б) с поддержанием температуры на разном уровне, включая нерабочее время. Весь годовой цикл работы вентиляционных систем такого объекта состоит из трех периодов:

- холодный (режим I), когда без использования теплоты даже при наличии утилизаторов не удается поддержать температуру воздуха не ниже  $t_{B,min}$ , а в нерабочее время –  $t_{B,нераб}$ ; (обычно этот режим в умеренном климате продолжается 5–10% годового времени);
- переходный (режим II), когда за счет естественных возможностей здания и воздействия климатологических факторов поддерживается температура воздуха в интервале  $t_{B,min}-t_{B,max}$  без или с минимальным потреблением теплоты и холода, использованием утилизации и нетрадиционных источников теплоты (этот режим может продолжаться 80–85% годового времени);
- теплый (режим III), при наружной температуре выше значения в интервале  $t_{np}-t_{B,max}$ , когда без применения холода в помещениях с теплоизбытками не обойтись (этот режим может продолжаться 5–10% годового времени). В холодном и теплом режиме года используют предлагаемую методику.

Еще один пример подобных разработок мы находим в статье [3], где описываются энергоэффективные решения СКВ офисного здания Commerzbank в г. Франкфурт на Майне (Германия). Предложенные системы кондиционирования при низких наружных температурах от  $-5^\circ\text{C}$  до  $10^\circ\text{C}$  используют теплоутилизацию и механическую вентиляцию, а при температурах  $10-24^\circ\text{C}$  – естественную вентиляцию для снятия теплоизбытков, а при более высоких температурах – водоохлаждающие машины для охлаждения наружного воздуха. По нашему мнению, однако, верхний предел наружной температуры  $24^\circ\text{C}$  явно завышен, этой границей должна быть температура  $15-17^\circ\text{C}$ , что позволит поддерживать в теплое время года температуру  $t_B=22-24^\circ\text{C}$ . Можно привести и другие примеры энергоэффективных режимов функционирования СКВ и СВ различных зданий.

Аналогичные режимы для энергоэффективных животноводческих зданий описаны в статьях [1, 2]. Авторы, рассматривая совместно при разных наружных температурах теплотери помещения  $Q_{mn}$ , явные и полные тепловыделения животных  $Q_{ж}$ , минимальный воздухообмен из условия подачи кислорода и удаления углекислого газа, возможности естественного воздухообмена  $G_{еств}$ , авторы выделяют четыре возможных режима обеспечения микроклимата в таком здании (рис. 1,б).

<sup>1</sup> автором статьи подготовлена книга «Проектирование и расчёт систем вентиляции и кондиционирования воздуха»

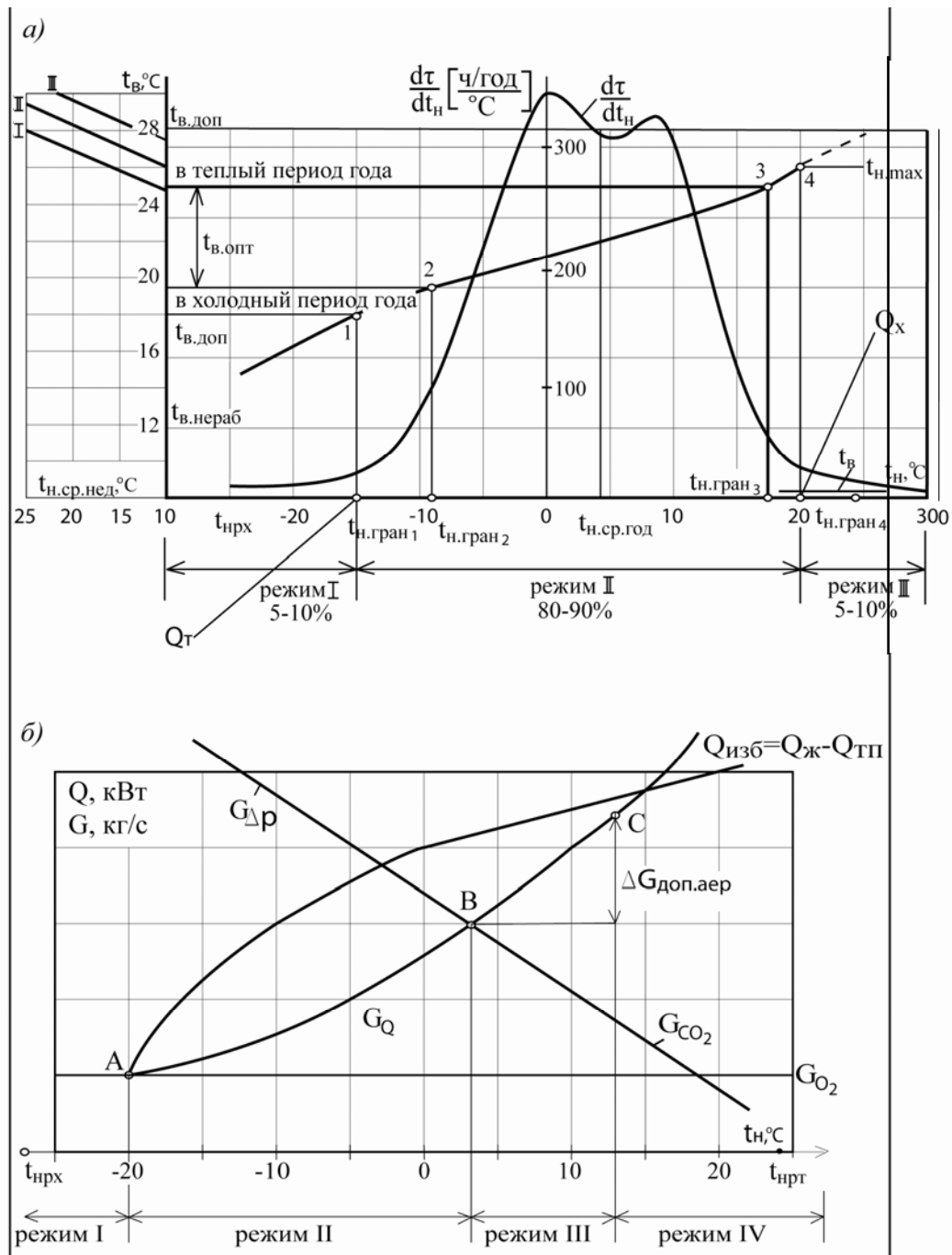


Рисунок 1, а. Условный график годовых режимов работы системы вентиляции (правый квадрант) при проектировании самодостаточного здания на основе комплекса энергосберегающих мероприятий, климатических воздействий и инерционных свойств объекта: режим I – холодный, режим II – переходный, режим III – теплый. Обозначения граничных точек: 1 – при поддержании в помещении минимально допустимой температуры  $t_{B, доп.X}$ ; 2 – то же, при поддержании  $t_{B, опт.X}$ ; 3 – то же, при поддержании  $t_{B, опт.T}$ ; 4 – то же, при поддержании температуры в помещении в интервале между оптимальной и допустимой в теплый период года  $t_{B} = t_{B, опт.T} - t_{B, доп.T}$ . Левый квадрант – зависимость расчетной температуры воздуха в помещении в теплый период года без кондиционирования от средней еженедельной температуры наружного воздуха по данным [7]: линия I – при проценте неудовлетворенных PPD=10%; линия II – при PPD=20%; линия III – при PPD=35%

Рисунок 1, б. График годовых режимов работы системы вентиляции энергоэффективного животноводческого здания по данным [2]. На графике указаны четыре возможных режима поддержания микроклимата: I – режим необходимого нагрева при  $t_{н} < -22^{\circ}C$ ; II – режим естественной вентиляции в интервале температур  $t_{н} = -22 \dots 3^{\circ}C$ ; III – режим интенсивной вентиляции (аэрации) помещения в интервале температур  $t_{н} = 3 \dots 13^{\circ}C$ ; IV – режим искусственного охлаждения наружного воздуха при  $t_{н} > 13^{\circ}C$

Большое внимание новым тенденциям проектирования, основанным на изучении фактических режимов объектов и допустимом изменении параметров воздушной среды, уделено в статье В.А. Бросалина, Е.А. Колмаковой и В.Д. Коркина [4]. Основой этой работы послужили обследования реконструируемых музейно-исторических зданий. Для лучшего понимания дальнейшего изложения мы приведем наиболее важные высказывания авторов:

«Для большинства реконструируемых зданий проектированию систем поддержания микроклимата должны предшествовать расчетно-теоретические и натурные исследования, объем и масштаб которых определяется многими причинами, но одной из них должна быть обязательно историческая и культурная ценность здания, его интерьеров и произведений искусства. В результате исследований <...> производят выбор принципиальных путей обеспечения требуемых параметров микроклимата **при условии максимального использования климатообразующих свойств самого сооружения**. При расчете воздухообменов сравнительно небольшие допустимые колебания температуры вряд ли позволят использовать теплоаккумулирующие свойства оборудования, материалов и конструкций, хотя формирование динамического режима температуры может привести к снижению количества воздуха в расчетный (как правило, дневной) период. Нам представляется, что величина  $\Delta t_B$  может быть увеличена в 2–3 раза при условии соблюдения допустимых колебаний  $\varphi_B$ ».

Ниже будет показано, как фактически наблюдаемые временные ряды изменения наружных и внутренних параметров в помещении без воздухообмена характеризуют *естественную сопротивляемость* помещений и здания в целом изменению микроклимата при минимальном вмешательстве инженерных систем. В ряде объектов на протяжении больших интервалов времени наблюдают (замеряют) температуру и влажность внутреннего воздуха и, соответственно – наружного. Эти наблюдения могут проводиться в разные временные интервалы (отопительный период, теплый период, осенне-весенний период) в разных объектах (музейных, исторических, культовых, правительственных, гостиничных номерах для VIP-персон, архивах, фондах, складах и других ответственных с точки зрения требований к микроклимату помещения). Наиболее интересны случаи, когда из инженерных систем работает только отопление, а тепловлажностные параметры формируются стихийно под влиянием внешней среды и свойств ограждений. Известные данные такого типа, к сожалению, не подвергаются серьезному анализу, что позволило бы *оценить самодостаточность* данного объекта.

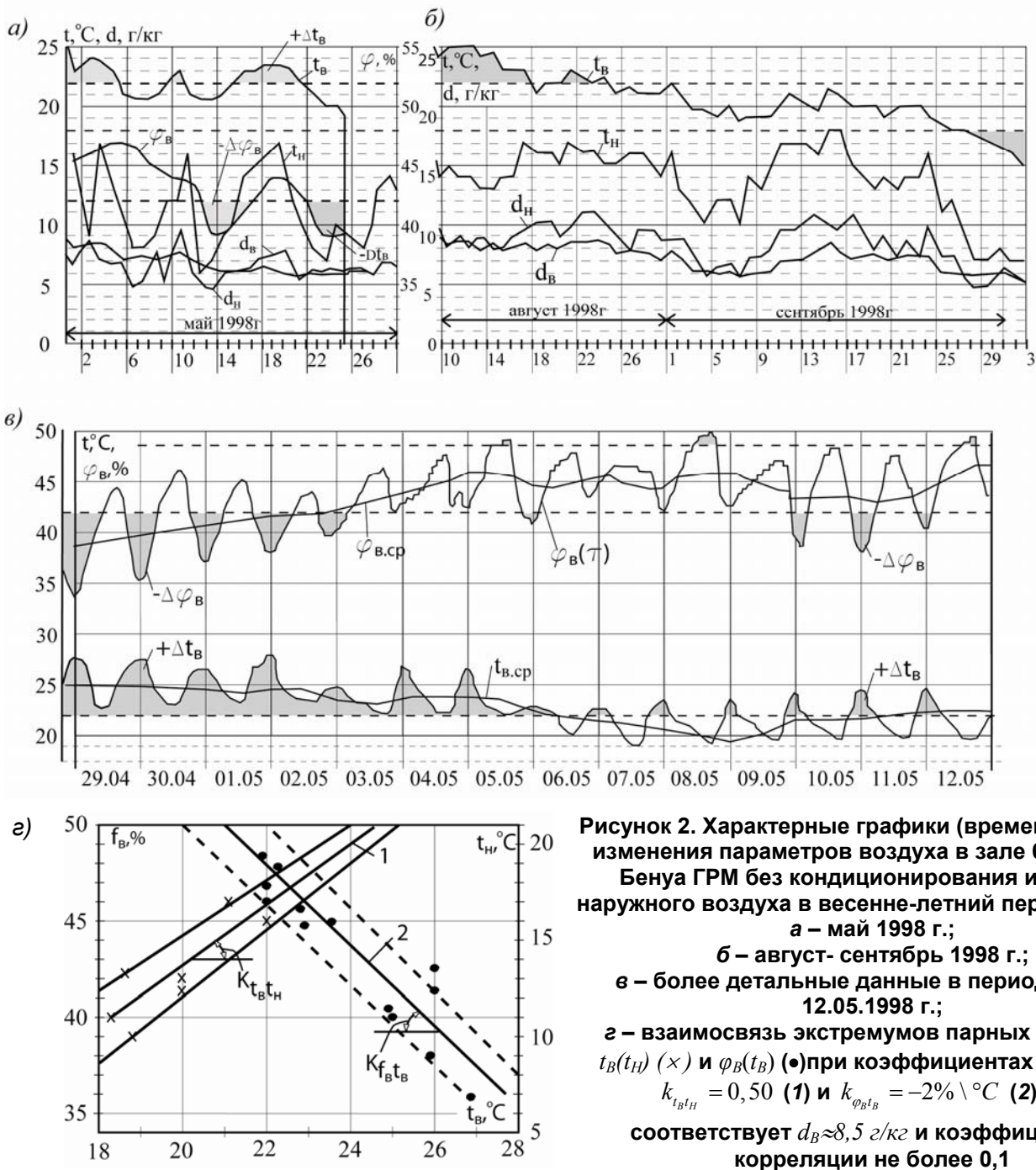
Приведем характерный пример обработки временных рядов совместного изменения параметров в музейных помещениях для разработки самодостаточных СКВ. В подобных объектах обычно производят регулярные измерения температурно-влажностных параметров для оценки их соответствия как требованиям здания, так и объектов экспозиции. Покажем, что результаты измеренных временных рядов  $t_B(\tau)$ ,  $\varphi_B(\tau)$ ,  $d_B(\tau)$  совместно с соответствующими рядами измерений наружных параметров  $t_H(\tau)$ ,  $\varphi_H(\tau)$  можно использовать для предлагаемого нами подхода к проектированию. При этом можно избежать избыточных решений и соответствующих расходов холода на охлаждение или охлаждение-осушение воздуха, влаги на увлажнение воздуха, используя известную *самодостаточность* объекта, его тепло- и влагуустойчивость к возмущениям.

Эту особенность отмечала, например, известный специалист по микроклимату и проблеме сохранности музейно-исторических зданий Ш. Парк [6]:

«Во многих исторических зданиях с устаревшими системами обогрева и вентиляции или даже при их отсутствии сохраняется тепловой комфорт в условиях суточных и сезонных колебаний температуры и влажности наружного воздуха: сами здания и находящиеся в них музейные коллекции не понесли какого-либо ущерба».

Как положительный пример *самодостаточности* здания, в этой статье приводится график плавного годового изменения температуры воздуха (от 16°C в январе до 23°C в июле) и соответствующий график годового изменения относительной влажности воздуха (от 33% в январе до 50% в июле) в музее «Дом и студия Фрэнка Ллойда Райта», Оук Парк, Иллинойс, США, благоприятных для сохранности как здания, так и его экспозиции. Как допустимые указываются и более широкие годовые пределы  $t_B=7-27^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_B=30-75\%$  и одновременно отмечается недопустимость резких суточных перепадов. Например, в задании на проектирование систем микроклимата Государственного Русского Музея (ГРМ, С.-Петербург) суточные колебания параметров в залах ограничены по температуре 3°C, по влажности – 5%.

Из многочисленных материалов измерений параметров воздушной среды корпуса Бенуа ГРМ в течение 1998 г. при отсутствии СКВ нами отобраны наиболее характерные зависимости в зале 68 (рис. 2, а, б, в).



**Рисунок 2.** Характерные графики (временные ряды) изменения параметров воздуха в зале 68 корпуса Бенуа ГРМ без кондиционирования и подачи наружного воздуха в весенне-летний период 1998 г.:  
**а** – май 1998 г.;  
**б** – август- сентябрь 1998 г.;  
**в** – более детальные данные в период 29.04 – 12.05.1998 г.;  
**з** – взаимосвязь экстремумов парных значений  $t_B(t_H)$  ( $\times$ ) и  $\varphi_B(t_B)$  ( $\bullet$ ) при коэффициентах передачи  $k_{t_B t_H} = 0,50$  (1) и  $k_{\varphi_B t_B} = -2\% \setminus ^\circ\text{C}$  (2), что соответствует  $d_B \approx 8,5 \text{ г/кг}$  и коэффициентах корреляции не более 0,1

При анализе временных рядов обнаружена положительная связь экстремальных значений в паре  $t_B(\tau) - t_H(\tau)$  с коэффициентом передачи  $k_{t_B t_H} = 0,50$  и отрицательная связь в паре  $\varphi_B(\tau) - t_B(\tau)$  с коэффициентом передачи  $k_{\varphi_B t_B} = -2\% \setminus ^\circ\text{C}$ . Для дальнейшего анализа на рис. 2, б, в нанесены заданные параметры воздушной среды и их отклонения:  $t_{B, \text{ном}} = 20 \pm 2^\circ\text{C}$  и  $\varphi_{B, \text{ном}} = 45 \pm 3\%$ . Повышение или понижение фактически наблюдаемых параметров от заданных значений оттенены. Вполне очевидно, что при правильном управлении системой отопления в холодный период года можно ожидать в помещении пониженной влажности воздуха, а в летних, особенно пиковых условиях, – превышения температурой и влажностью воздуха максимально допустимых значений.

При наличии подобных экспериментальных данных и при учете естественной теплоустойчивости здания недостающее количество холода для поддержания температуры при полной рециркуляции и без использования наружного воздуха можно определить из выражения:

$$\Delta Q_{x, \text{охл}} = (t_{H, \text{max}} - t_{H, 0}) k_{t_B t_H} (q_{\text{ок}} + q_{\text{опр}} + q_B) = (t_{H, \text{max}} - t_{H, 0}) k_{t_B t_H} [k_{\text{ок}} F_{\text{ок}} + \alpha_{K, \text{cp}} (1 - \theta_{\text{нов}}) \Sigma F_{\text{опр}} + L_{\text{рец}} c_B \rho_B], \quad (1)$$



где  $q_{ок}$ ,  $q_{опр}$ ,  $q_B$  – удельный поток теплоты, поступающей к окну, к остальным ограждениям и воздуху в помещении, кВт/°С;  $t_{H,max}$  – максимальная (расчетная) температура наружного воздуха, учитываемая при проектировании, °С;  $t_{H,0}$  – температура наружного воздуха, при которой соответствующая температура внутреннего воздуха без использования его охлаждения находится на верхнем пределе  $t_{B,max}=t_{B,ср}+\Delta t_B$ . Аналогичное количество холода на осушение воздуха с целью снижения его влагосодержания на величину  $\Delta d_B=d_{B,max}-d_{B,дон}$  и, соответственно, снижения относительной влажности воздуха на  $\Delta\phi_B=\phi_{B,max}-\phi_{B,дон}$  определяют по уравнению:

$$\Delta Q_{x,осуш} = L_{реци} \rho_B (d_{B,max} - d_{B,дон}) i_{нара} \quad (2)$$

где  $d_{B,max}-d_{B,дон}$  – максимальная разность наблюдаемого и допустимого влагосодержания воздуха в помещении,  $i_{нара}=2500$  кДж/кг=2,5 кДж/г – энтальпия пара. Поясним примером методику инженерного расчета требуемого расхода холода в существующем самодостаточном здании.

**Пример 1.** В экспозиционном зале существующего музея размерами  $l=50$  м,  $b=20$  м и  $h=4$  м, объемом  $V_{ном}=4000$  м<sup>3</sup>, площадью всех ограждений, кроме остекления,  $\sum F_{опр} = 2512$  м<sup>2</sup>, площадью остекления  $F_{ок}=48$  м<sup>2</sup>, с коэффициентом теплопередачи остекления  $k_{ок}=2,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) при расходе рециркуляционного воздуха  $L_{реци}=16000$  м<sup>3</sup>/ч=4,46 м<sup>3</sup>/с и среднем коэффициенте конвективного теплообмена на поверхностях  $\alpha_{к,ср}=3$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) в пиковых летних условиях в течение пяти часов ( $\tau=5$  ч), взаимосвязь внутренней и наружной температуры описывается коэффициентом передачи  $k_{t_{в,t_H}} = 0,50$  (рис. 2, г). Теплофизические константы материалов слоев ограждений, примыкающих к воздушной среде принять  $c_M=840$  Дж/(кг·°С),  $\rho_M=1000$  кг/м<sup>3</sup>,  $\lambda_M=0,7$  Вт/(м·°С), теплофизический критерий М в момент  $\tau=5$  ч составляет:  $M=Bi^2Fo=3^2 \cdot 5 \cdot 3600 / (840 \cdot 1000 \cdot 0,7) = 0,27$ , чему по формуле  $1-\theta_{нов}=0,43M^{-0,20}$  соответствует  $1-\theta_{нов} \approx 0,58$ .

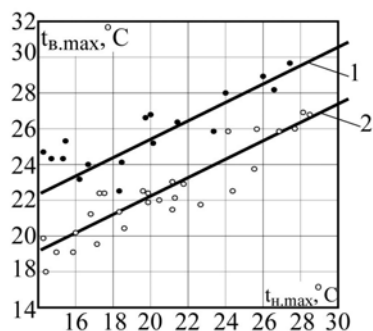
Определить расчетный расход холода в условиях пиковых летних отклонений наружной температуры  $\Delta t_{H,max}=t_{H,max}-t_{H,0}=30-23=7^\circ\text{C}$  и при пиковых отклонениях влагосодержания воздуха в зале  $\Delta d_{B,max}=d_{B,max}-d_{B,дон}=13-10,5=2,5$  г/кг в предположении учета теплоты, накопленной ограждениями и воздухом, и при условии, что система работает на полной рециркуляции.

Необходимый расход холода, используемый для охлаждения рециркуляционного воздуха и поддержания температуры на верхнем уровне, по формуле (1) составляет:

$$\Delta Q_{x,охл}=(30-23) \cdot 0,50 [2,3 \cdot 48 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 0,58 \cdot 2512 \cdot 10^{-3} + 4,46 \cdot 1 \cdot 1,2] \approx 35 \text{ кВт},$$

чему соответствует снижение температуры охлаждаемого рециркуляционного воздуха на  $\Delta t_{реци}=\Delta Q_{x,охл} / (L_{реци} c_B \rho_B) = 35 / (4,46 \cdot 1 \cdot 1,2) = 6,5^\circ\text{C}$ . Необходимый расход холода для осушения рециркуляционного воздуха и поддержания относительной влажности воздуха в помещении музея на верхнем уровне по формуле (2) равен:  $\Delta Q_{осуш} = 4,46 \cdot 1,2 (13-10,5) 2,5 = 33,5$  кВт. В результате такого расчета общий расход холода на охлаждение и осушение рециркуляционного воздуха в пиковых летних условиях и при учете самодостаточности объекта составит:  $Q_x = 35 + 33,5 \approx 70$  кВт. Тепловлажностное отношение процесса охлаждения–осушения рециркуляционного воздуха при пиковой холодильной нагрузке в воздухоохладителе равно:  $\varepsilon_{B,0} = Q_x / G_{вл,осуш} = 70 / [4,46 \cdot 1,2 (10,5-13) 10^{-3}] = 15700$  кДж/кг. Для достижения этого процесса достаточно холодной воды с температурами 5–10°С. Для подбора автономного кондиционера вычисляем отношение  $\Delta i_{B,0} = Q_x / L_{реци} \rho_B = 70 / (4,46 \cdot 1,2) = 13$  кДж/кг, что потребует выбора оборудования одного из производителей.

**Выбор нагрузки системы охлаждения** школьных классов по фактическим временным рядам. Предлагаемая ниже методика выбора системы охлаждения школьных классов разработана на основе использования опытных данных, опубликованных в книге Д. Крума и Б. Робертса [5], п. 1.5, о связи максимальных наблюдаемых температур воздуха в школьных классах без вентиляции  $t_{B,max}$  и соответствующих им максимальных температур наружного воздуха  $t_{H,max}$  (рис. 3).



**Рисунок 3. Опытные данные о связи максимальных наблюдаемых температур воздуха в школьных классах без вентиляции  $t_{B,max}$  и соответствующих им максимальных температур наружного воздуха  $t_{H,max}$ . Обозначения: линия 1 – школьные классы с окнами, ориентированным на Ю-З и Ю-В; линия 2 – то же, ориентированными на С-З. При разной ориентации остекления по странам света усреднена зависимость максимумов исследованных температур в форме**

$$\Delta t_{B,max} / \Delta t_{H,max} \approx 0,5.$$

Анализируя представленные на рис. 3 данные, обнаруживаем достаточно четкую взаимосвязь суточных максимумов этих температур. Разброс опытных точек относительно усредняющих прямых (линии 1 и 2), характеризующий корреляционную связь максимумов, можно считать небольшим. Не имея данных о помещениях классов, все же

используем эти зависимости для выбора удельного расхода холода, относя его к одному ученику, объему и площади ограждений, приходящихся на одного человека.

**Пример 2.** Вычислить удельный расход холода для СКВ в школьном классе, расходуемого на снижение температуры воздуха в помещении и на охлаждение подаваемого в объеме санитарной нормы наружного воздуха, используя данные рис. 3. Пусть удельная площадь пола на одного ученика составляет  $F_{пл,уд}=1,5 \text{ м}^2/\text{чел}$ , высота помещения  $h=3 \text{ м}$ , тогда удельный объем помещения  $V_{пом,уд}=4,5 \text{ м}^3/\text{чел}$ . Принимаем соотношение сторон класса  $lh$  и  $bh$ , в этом случае определяющий размер помещения  $l_{ном}=V_{ном}/\Sigma F_{окр} \approx h/2=1,5 \text{ м}$ , удельная площадь ограждений  $F_{окр,уд}=V_{пом,уд}/l_{ном}=4,5/1,5=3 \text{ м}^2/\text{чел}$ , из которых на окна приходится  $F_{ок,уд}=0,2 \text{ м}^2/\text{чел}$ , коэффициент теплопередачи окна  $k_{ок}=2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ . Расчетную (оптимальную) температуру воздуха в помещении при использовании охлаждения воздуха в СКВ примем  $t_B=24 \text{ °C}$ , максимально наблюдаемую – без вентиляции класса (для линии 1 на рис. 3) примем  $t_{B,max}=30 \text{ °C}$ , что соответствует максимальной наружной температуре  $t_{H,max}=30 \text{ °C}$ . Удельный расход наружного воздуха на одного ученика примем  $l_{H,уд}=30 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел})$ . Теплофизические характеристики слоев ограждений ( $c_M, \lambda_M, \rho_M$ ) примем теми же, что и в предыдущем примере, поэтому критерий  $M=Bi^2 Fo=0,055 \tau$ .

Определим удельный расход холода для момента времени  $\tau=3 \text{ ч}$  после начала занятий в школе при  $\tau_0=9 \text{ ч}$  на охлаждение воздуха помещения и ограждающих конструкций по формуле (1), записанной через удельные величины:

$$q_{x,уд} = Q_x / n_{чел} = (t_{B,max} - t_B) \left[ k_{ок} F_{ок,уд} + \alpha_{K,ср} (1 - \theta_{нов}) \Sigma F_{окр,уд} + c_B \rho_B k_p (1 + 1/\tau) / 3600 \right] = \\ = (30 - 24) [2 \cdot 0,2 + 3 \cdot 0,62 \cdot (3 - 0,2) + 1000 \cdot 1,2 \cdot 30(1 + 1/3) / (4,5 \cdot 3600)] = 50 \text{ Вт} / \text{чел},$$

где коэффициент конвективного теплообмена принят  $\alpha_{K,ср}=3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , а комплекс  $1 - \theta_{нов}=0,43 M^{-0,2}=0,43(0,055 \cdot 3)^{-0,2}=0,62$ . Дополнительно учтем холод на снижение температуры наружного воздуха до оптимальной температуры в помещении по формуле:

$$\Delta q_{x,уд} = \Delta Q_x / n_{чел} = L_{H,уд} c_B \rho_B (t_{H,max} - t_B) = 30 \cdot 1000 \cdot 1,2(30 - 24) / 3600 = 50 \text{ Вт} / \text{чел}.$$

В итоге общий удельный расход холода на снижение температуры воздуха в помещении и охлаждение наружного воздуха без его осушения составит  $q_x=50+50=100 \text{ Вт}/\text{чел}$  или, относя эту величину к площади пола, получаем  $q_{x,F}=q_x/F_{пл,уд}=100/1,5=67 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

В заключение следует заметить, что такой метод расчета, основанный на фактических замерах температур в неветилируемом объекте, успешно конкурирует и заменяет традиционный расчет холодильной нагрузки на основе сложения всех составляющих теплопритоков и поэтому больше соответствует реально ожидаемой ситуации на объекте. По предложенной методике и данным из разных источников определены:

- фактические конвективные тепловыделения от людей и оргтехники;
- фактическая холодильная нагрузка жилого помещения;
- динамические характеристики разных помещений, как объектов поддержания температуры;
- обобщенные характеристики конвективного теплообмена на поверхностях помещения при разной кратности воздухообмена.

## Литература

1. Андрианов В.Н., Быстрицкий Д.Н., Егiazаров А.Г., Оленев В.А., Павлов А.В. Режимы работы вентиляционных систем в коровниках при переменных параметрах наружного воздуха. // Водоснабжение и санитарная техника. – 1967. – № 2. – С. 6–9
2. Бодров В.И., Мовчанюк О.В. Энергоэффективность животноводческих зданий с естественной вентиляцией // С.О.К. – 2006. – №11. – С. 86–87.
3. Бродач М.М., Шилкин Н.В. Высотные здания // АВОК. – 2004. – №1. – С. 8–18.
4. Бросалин В.А., Колмакова Е.А., Коркин В.Д. Особенности проектирования систем кондиционирования воздуха в реконструируемых общественных зданиях // Сборник докладов II съезда АВОК. – 1992. – Т. II. – С. 62 – 66.
5. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий / Пер. с англ. Под ред. Карписа Е.Е. – М. : Стройиздат. – 1980. – 399 с.
6. Парк Ш. Система микроклимата для исторических зданий // АВОК. – 2000. – №1. – С. 22–33.
7. Olesen В.В. Показатели микроклимата помещений для проектирования зданий и расчета их энергетической эффективности. EN15251 // АВОК. – 2008. – №6. – С. 62–68.

\* Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург  
Тел. раб.: +7(812)558-48-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru

Сотников А.Г. Мониторинг микроклимата – основа создания эффективных систем и здания с минимальным энергопотреблением