

Особенности проектирования систем кондиционирования воздуха по новым строительным нормативам

Д-р техн. наук, проф. **О.Я. КОКОРИН**
МГСУ

New standards with regards to systems of heating, ventilation, air conditioning and building climatology introduce considerable changes when choosing the regimes of preparation of the conditioned air. A higher humidity of the outside air design parameters has required obligatory use of the regimes of refrigeration and drying of the inlet outside air. Based on the use of York equipment, energy efficient air conditioning systems are being developed.

В течение многих десятилетий при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха пользовались СНиП, в которых даны таблицы расчетных параметров наружного воздуха А и Б для холодного и теплого периодов

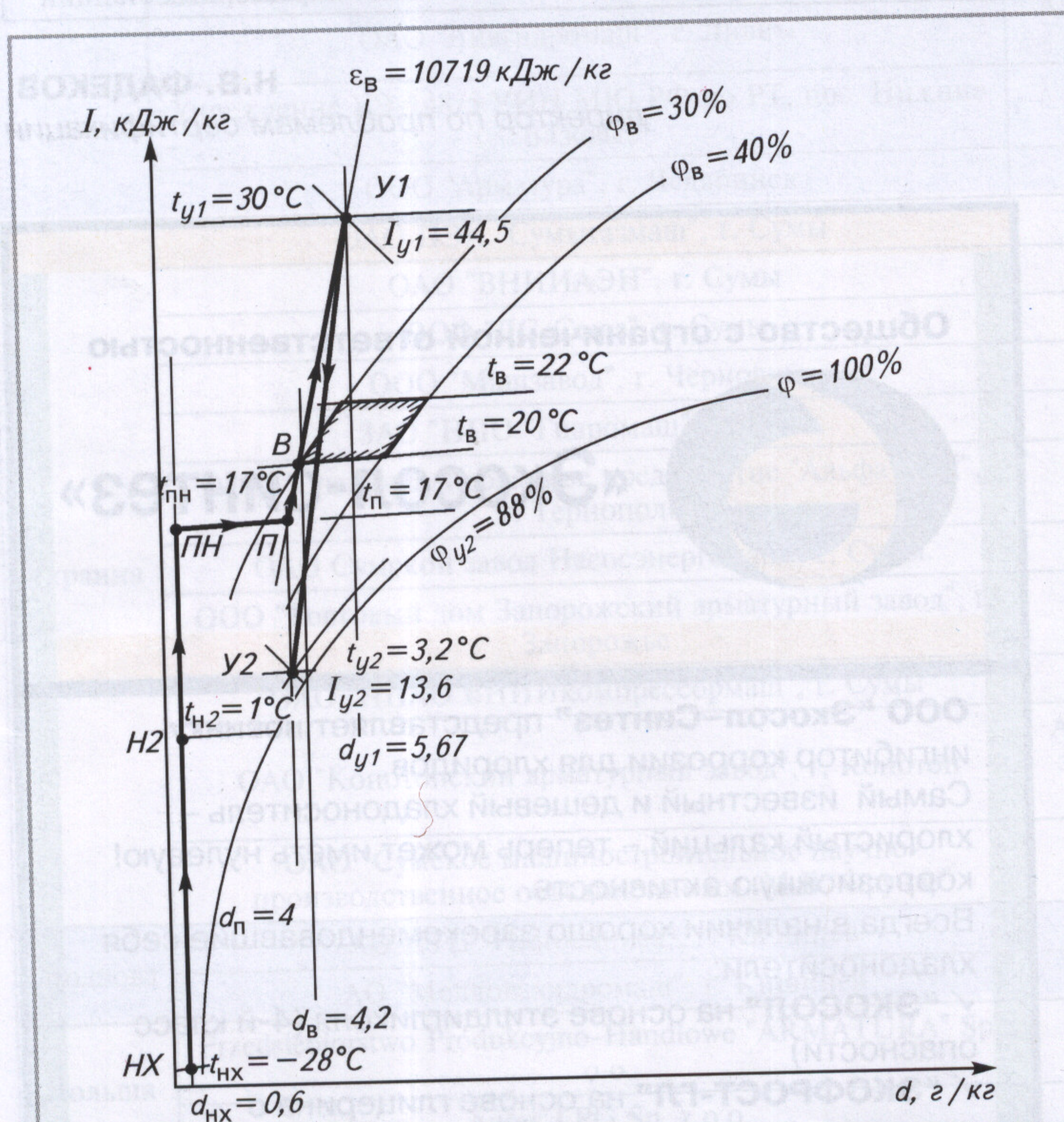


Рис. 1. Построение на I-d-диаграмме энергосберегающего режима работы СКВ в холодный период года.
Условные обозначения режимов:
HX-H2 – нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации; H2-ПН – догрев воздуха в калорифере теплотой горячей воды; ПН-П – увлажнение паром; П-В-Y1 – поглощение тепло- и влаговыделений по высоте зрительного зала; Y1-Y2 – извлечение теплоты вытяжного воздуха на нагрев циркулирующего в установке утилизации антифриза

года. С января 2004 г. прежние СНиП были отменены и стал действовать новый нормативный документ [2], в котором таблицы расчетных климатических условий отсутствуют. Вместо этого предлагается руководствоваться новым СНиП по строительной климатологии [3] и проектировать системы кондиционирования (СКВ) для теплого и холодного периодов года по параметрам Б. В обоих нормативных документах [2,3] численные значения для параметров А и Б отсутствуют. Возникает вопрос: где и как находить численные значения нормируемых параметров А и Б, которые регламентированы новым СНиП [2]?

Проведем анализ влияния новых климатических нормативов на проектирование СКВ в Москве. По новым правилам температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки равна [3]:

обеспеченностью 0,98 $t_{\text{нх}} = -30^\circ\text{C}$;
обеспеченностью 0,92 $t_{\text{нх}} = -28^\circ\text{C}$.

В прежних СНиП параметрам Б отвечала средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_{\text{нх}} = -26^\circ\text{C}$. Сравнение показывает, что новые нормативные параметры наружного воздуха [3] требуют увеличения расчетной теплопроизводительности теплообменников и расхода тепла. В связи с этим энергетически эффективно применять установки утилизации теплоты вытяжного воздуха для нагрева приточного наружного воздуха.

Высокоэффективные СКВ для общественных и промышленных зданий, в том числе с установками утилизации тепла, создаются на базе оборудования фирмы “Йорк” [4].

На рис. 1 показано построение на I-d-диаграмме расчетного режима работы СКВ с применением оборудования фирмы “Йорк” в здании театра. Зимой в зрительном зале театра поддерживаются температура 20 °C и относительная влажность 30 % (точка В), что соответствует уровню теплового комфорта для людей без верхней одежды в помещении в холодный период года [2]. Приточный воздух с температурой 17 °C (точка П) подается под кресла, а отепленный и влажный воздух (точка Y1) удаляется под потолок. Зрительный зал не имеет наружных ограждений, и в нем может находиться до 2000 зрителей. Явное тепло, выделяемое людьми, $Q_{\text{т.я.л}} = 2000 \cdot 87 = 174\,000$ Вт

влаговыведения $W_{\text{вл.л}} = 2000 \cdot 40 = 80\,000$ г/ч. Во время представления освещение выключается, и поступления тепла от него нет.

По санитарным нормам [2] ($20 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха на человека) под кресла необходимо подать приточный наружных воздух в количестве

$$L_{\text{пн}} = 2000 \cdot 20 = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Оценим возможность восприятия расчетных тепло- и влаговыделений этим количеством приточного воздуха. Через точку B проводим луч ε_B процесса восприятия приточным воздухом тепло- и влаговыделений от зрителей:

$$\varepsilon_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{т.я.л}} \cdot 3,6 + W_{\text{вл.л}} \cdot r \cdot 10^{-3}}{W_{\text{вл.л}} \cdot 10^{-3}} = \frac{174000 \cdot 3,6 + 80 \cdot 2349}{80} = 10179 \text{ кДж/кг},$$

где $r = 2349$ кДж/кг – скрытая теплота парообразования при температуре испарения.

В месте пересечения луча $\varepsilon_b = 10179$ кДж/кг с комфортной температурой притока $t_{\text{п}} = 17$ °С находим точку $П$ с $d_{\text{п}} = 4$ г/кг. Вычисляем требуемый перепад температур и влагосодержаний по высоте зрительного зала для восприятия расчетных тепло- и влагопоступлений от зрителей:

по температуре

$$\Delta t_{ac} = \frac{Q_{T,д.л} \cdot 3,6}{L_{пн} \rho_{пн} c_p} = \frac{174000 \cdot 3,6}{40000 \cdot 1,2 \cdot 1} = 13 \text{ } ^\circ\text{C};$$

по влагосодержанию

$$\Delta d_{ac} = \frac{W_{\text{в.л.л}}}{L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}}} = \frac{80000}{40000 \cdot 1,2} = 1,67 \text{ г/кг.}$$

Здесь $\rho_{\text{нн}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность приточного наружного воздуха, $c_p = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоемкость воздуха.

При требуемых Δt_{ac} и Δd_{ac} параметры удаляемого под потолком отепленного и влажного вытяжного воздуха должны быть:

$$t_{\text{v1}} = t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{ac}} = 17 + 13 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$d_{\text{V1}} = d_{\text{п}} + \Delta d_{\text{ac}} = 4 + 1,67 = 5,67 \text{ Г/кг.}$$

На рис. 1 получаем точку $У1$ с параметрами $t_{y1} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; $d_{y1} = 5,67\text{ г/кг}$; $I_{y1} = 44,5\text{ кДж/кг}$.

Наиболее надежной в эксплуатации в климате России с низкими зимними температурами наружного воздуха [3] является установка утилизации с насосной циркуляцией антифриза [1]. Используя оборудование фирмы “Йорк” [4], можно создать установки утилизации с показателем теплотехнической эффективности $Q_{ryu} = 0,5$. Для рассматриваемой СКВ театра температура приточного наружного воздуха, нагретого утилизируемой теплотой вытяжного воздуха, составит

$$t_{\text{H}_2} = Q_{t_{\text{VV}}}(t_{\text{V1}} - t_{\text{HX}}) + t_{\text{HX}} = 0,5(30 + 28) - 28 = 1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Энтальпия вытяжного воздуха (кДж/кг) после теплоизвлекающего теплообменника в вытяжном агрегате определяем по формуле

$$I_{y2} = I_{y1} - \frac{L_{\text{пш}} \rho_{\text{пш}} c_{\text{п}} (t_{\text{н2}} - t_{\text{нх}})}{L_{\text{г}} \rho_{\text{г}}}. \quad (1)$$

При сохранении в зрительном зале воздушного баланса $L_{\text{пн}} = L_y = 40000 \text{ м}^3/\text{ч}$. По формуле (1) получим

$$I_{y2} = 44,5 - \frac{40000 \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot (1 + 28)}{40000 \cdot 1,23} = 13,6 \text{ кДж/кг.}$$

По рекомендациям [1] точку U_2 находим при $\phi_{y_2} = 88\%$. Тогда $t_{y_2} = 3,2^\circ\text{C}$. Проведенный расчет и построение на рис. 1 показали, что извлечение теплоты вытяжного воздуха протекает при положительных температурах. Для повышения надежности работы установки утилизации в схему рециркуляции антифриза дополнительно включен пластинчатый теплообменник. При крайне низких температурах наружного воздуха (например, $t_{\text{нх}} = -30^\circ\text{C}$ в климате Москвы [3]) на поверхности теплоизвлекающего теплообменника может замерзать конденсат, что приведет к возрастанию аэродинамического сопротивления. Датчик контроля повышения аэродинамического со-

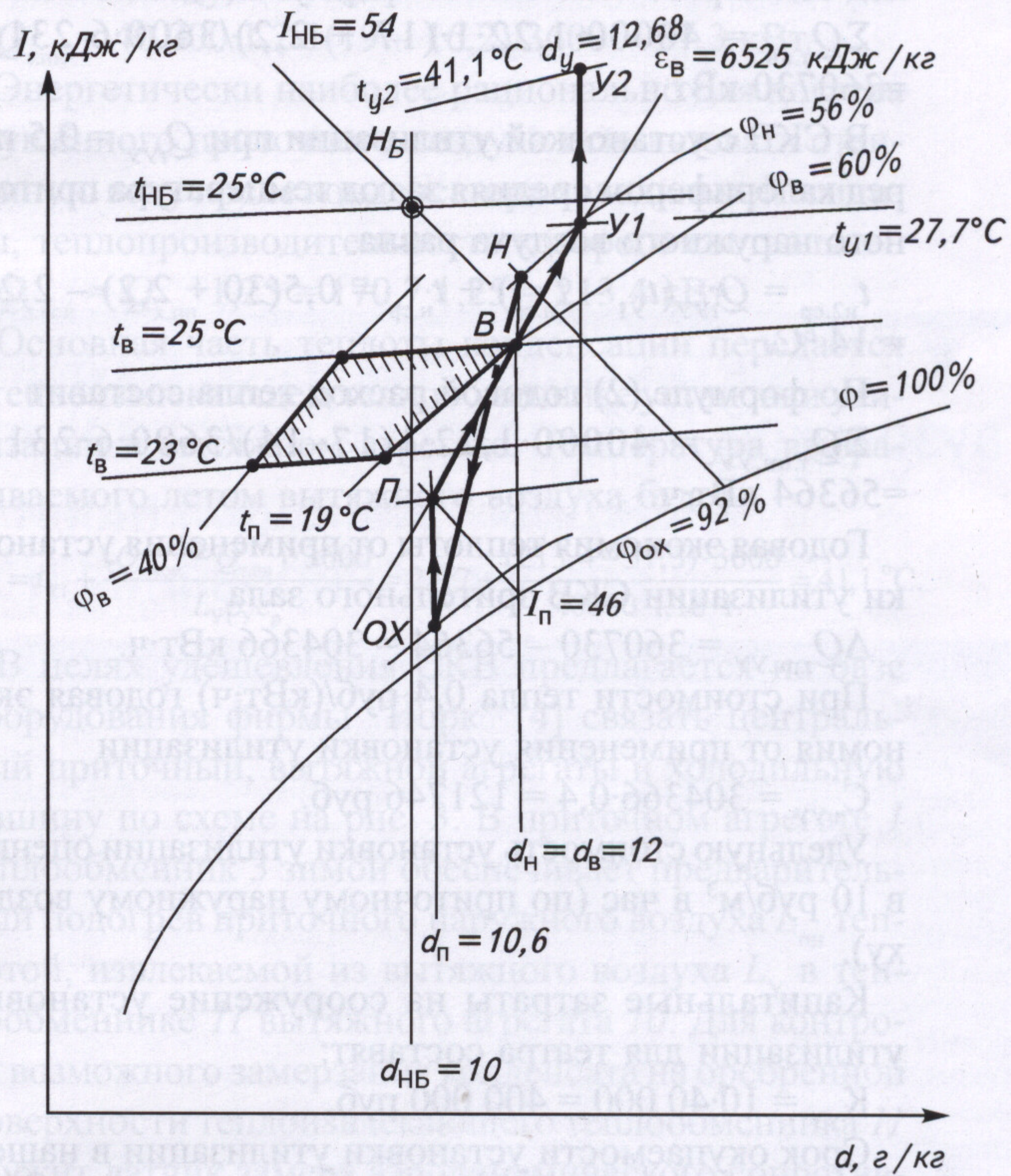


Рис. 2. Построение на I-d-диаграмме энергосберегающего режима работы СКВ в теплый период года.

Условные обозначения режимов:

Н-ОХ – охлаждение и осушение приточного наружного воздуха в теплообменнике установки утилизации; ОХ-П – нагрев в калорифере теплотой отепленной воды после конденсатора холодильной машины; П-В-У1 – поглощение тепло- и влаговывделений по высоте зрительного зала;

У1-У2 – восприятие удаляемым воздухом оставшейся теплоты конденсации холодильной машины

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

духоохладителя осушенный и охлажденный воздух смешивается с охлажденным воздухом при постоянном влагосодержании, и конечная относительная влажность охлажденного и осушенного воздуха будет менее 100 %. В работе [1] рекомендуется конечную относительную влажность охлажденного и осушенного воздуха ϕ_{ox} принимать:

- при начальной относительной влажности до 40 % $\phi_{ox} = 88$ %;
- при начальной относительной влажности от 40 до 70 % $\phi_{ox} = 92$ %;
- при начальной относительной влажности от 70 % и более $\phi_{ox} = 98$ %.

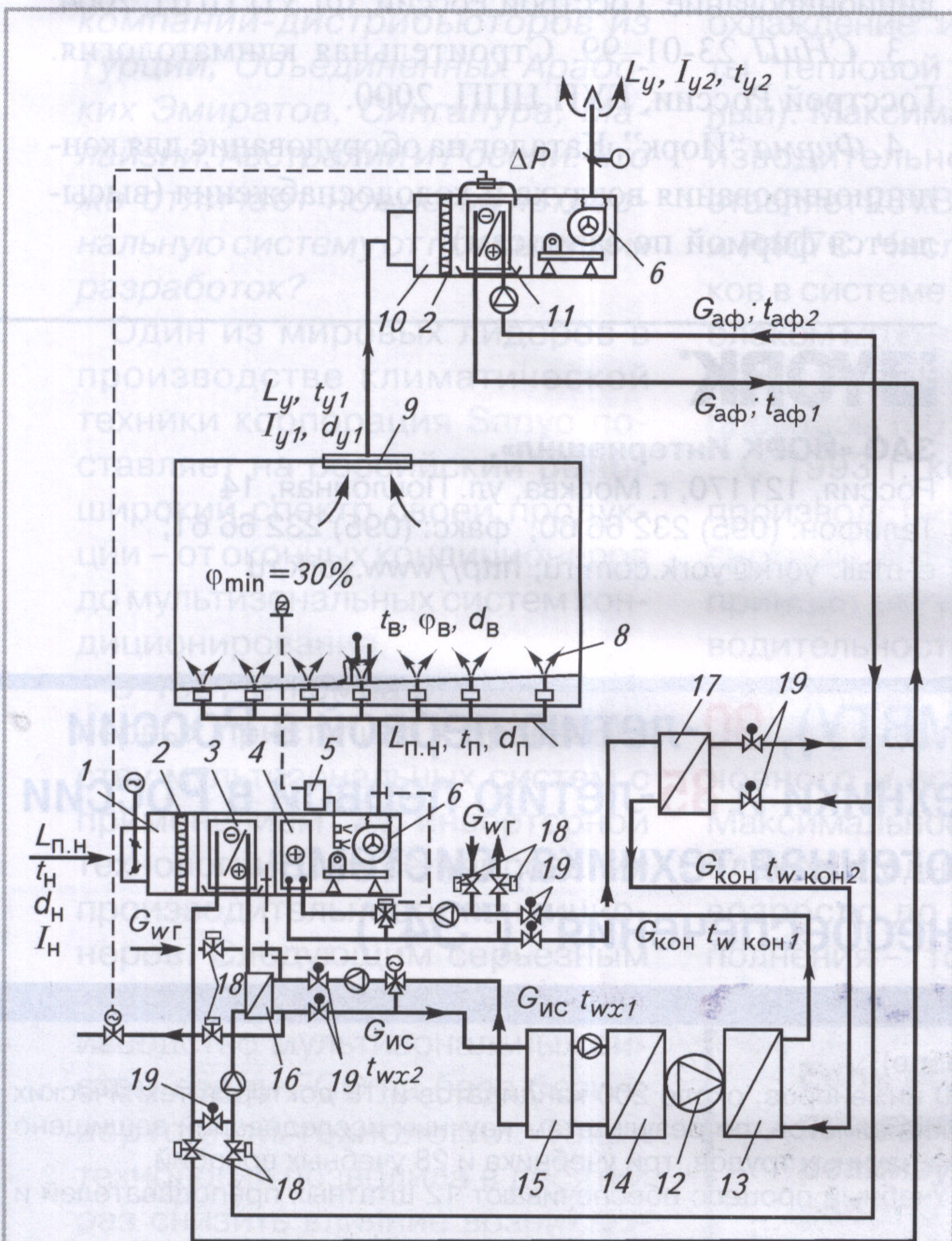


Рис. 3. Принципиальная схема энергосберегающей СКВ зрительного зала:

1 – приточный агрегат; 2 – фильтр; 3 – теплоотдающий теплообменник установки утилизации, летом – воздухоохладитель; 4 – калорифер; 5 – паровой увлажнитель; 6 – вентиляторный агрегат; 7 – коллектор приточного воздуха $L_{п.н.}$; 8 – воздухораспределитель по креслам; 9 – вытяжной сборник L_y ; 10 – вытяжной агрегат; 11 – теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации зимой, летом – охладитель конденсатора холодильной машины; 12 – компрессор холодильной машины; 13 – водяной конденсатор; 14 – испаритель; 15 – бак-аккумулятор холодной воды $G_{ис}$; 16 – пластинчатый теплообменник “антифриз – горячая вода” зимой, “антифриз – холодная вода” – летом; 17 – пластинчатый теплообменник “антифриз – вода от конденсатора $G_{кон}$ ”; 18 – соленоидные клапаны: закрыты летом и открыты зимой; 19 – соленоидные клапаны: открыты летом и закрыты зимой

С учетом этих рекомендаций приточный наружный воздух (точка H) охлаждается и осушается в воздухоохладителе приточного агрегата до параметров точки OX : $t_{ox} = 16,2$ °C; $\phi_{ox} = 92$ %; $I_{ox} = 43,2$ кДж/кг.

Расчетный расход холодопроизводительности составит

$$Q_{x.пн} = L_{пн} \rho_{пн} (I_H - I_{ox}) / 3600 = 40\,000 \cdot 1,2 (56 - 43,2) / 3600 = 170,7 \text{ кВт.}$$

Требуемая ассимиляционная способность приточного наружного воздуха:

$$\Delta t_{ac} = (116\,000 \cdot 3,6) / (40\,000 \cdot 1,2 \cdot 1) = 8,7 \text{ °C};$$

$$\Delta d_{ac} = 100\,000 / (40\,000 \cdot 1,2) = 2,08 \text{ г/кг.}$$

Тогда параметры вытяжного воздуха:

$$t_{y1} = 19 + 8,7 = 27,7 \text{ °C};$$

$$d_{y1} = 10,6 + 2,08 = 12,68 \text{ г/кг.}$$

В месте пересечения изотермы $27,7$ °C с лучом процесса получим точку VI с влагосодержанием $d_{y1} = 12,7$ г/кг, что и требуется по расчету.

Из построения на рис. 2 следует, что охлажденный и осушенный приточный наружный воздух из точки OX необходимо догреть до точки II . На нагрев осушенного воздуха пойдет

$$Q_{т.пн} = 40\,000 \cdot 1,2 \cdot 1 (19 - 16,2) / 3600 = 37,3 \text{ кВт.}$$

Энергетически наиболее рационально для догрева осушенного приточного воздуха использовать отепленную воду после конденсатора холодильной машины, теплопроизводительность которого составляет

$$Q_{т.кон} = Q_{x.пн} \cdot 1,25 = 170,7 \cdot 1,25 = 213,4 \text{ кВт}$$

Основная часть теплоты конденсации передается в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации в вытяжном агрегате. Температура выбираемого летом вытяжного воздуха будет

$$t_{y2} = t_{y1} + \frac{(Q_{т.кон} - Q_{т.пн}) \cdot 3600}{L_y \rho_y c_p} = 27,7 + \frac{(213,4 - 37,3) \cdot 3600}{40\,000 \cdot 1,18 \cdot 1} = 41,1 \text{ °C.}$$

В целях удешевления СКВ предлагается на базе оборудования фирмы “Йорк” [4] связать центральный приточный, вытяжной агрегаты и холодильную машину по схеме на рис. 3. В приточном агрегате 1 теплообменник 3 зимой обеспечивает предварительный подогрев приточного наружного воздуха $L_{пн}$ теплотой, извлекаемой из вытяжного воздуха L_y в теплообменнике 11 вытяжного агрегата 10. Для контроля возможного замерзания конденсата на ребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника 11 служит датчик замера аэродинамического сопротивления Δp , который управляет автоматическим клапаном на трубопроводе прохода горячей воды $G_{вт}$ через пластинчатый теплообменник 16. В зимнем режиме работы СКВ соленоидные клапаны 18 на трубопроводах открыты, а соленоидные клапаны 19 закрыты. В летнем режиме работы СКВ соленоидные клапаны 18 закрыты, а соленоидные клапаны 19 открыты.

Благодаря использованию теплообменников 3 и 11 установки утилизации не только зимой, но и летом достигается значительное удешевление СКВ, снижается расход электроэнергии на работу вентиляторов и повышается энергетическая эффективность. Приточные 1 и вытяжные 10 агрегаты, создаваемые на базе оборудования фирмы "Йорк" [4], могут иметь наиболее рациональные размеры поперечного сечения, позволяющие монтировать их во вспомогательных помещениях здания. Холодильные машины фирмы "Йорк" моделей LCHM и LCHNM [3] с водяным охлаждением конденсатора компактны и поставляются с полным комплектом автоматики. Холодильные машины модели LCHM на базе одного компрессора имеют холодопроизводительность 214...392 кВт. Холодильные машины модели LCHNM имеют два компрессора с двухконтурной циркуляцией хладагента и паспортную холодопроизводительность 494...793 кВт.

Обычно применение холодильных машин с водяным конденсатором требует наличия градирни или вентиляторного охлаждающего агрегата, размещение которых всегда связано с трудностями в отыскании рационального места для их монтажа. В предлагаемой энергосберегающей схеме СКВ (см. рис. 3) эти трудности отсутствуют. Часть теплоты конденсации

$Q_{\text{т.кон}}$, отводимой в конденсаторе 13, полезно используется в калорифере 4 для догрева приточного охлажденного и осушенного воздуха до комфортной температуры притока $t_{\text{п}} = 19^\circ\text{C}$ (см. рис. 2). А оставшаяся часть теплоты конденсации расходуется в пластинчатом теплообменнике 17 на нагрев антифриза $G_{\text{аф}}$, циркулирующего с помощью насоса по трубкам теплообменника 11 в вытяжном агрегате 10.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит, 2003.
2. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004.
3. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. Госстрой России, ГУП ЦПП, 2000.
4. Фирма "Йорк". Каталог на оборудование для кондиционирования воздуха и холодоснабжения (выдается фирмой по запросам).



ЗАО «ЙОРК Интернэшнл»,
Россия, 121170, г. Москва, ул. Поклонная, 14
Телефон: (095) 232 66 60; факс: (095) 232 66 61;
e-mail: york@york.com.ru; http://www.york.ru

К 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (МВТУ), 90-летию первой в России вузовской Лаборатории холодильной техники и 85-летию первой в России кафедры "Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения" ("Э4")

Эти даты будут отмечаться в 2005 г. (ориентировочно в октябре–ноябре).

За годы своего существования кафедра "Э4" подготовила более 3300 инженеров, около 200 кандидатов и 18 докторов технических наук. Только за последние пять лет получили дипломы 207 молодых специалистов, по результатам научных исследований защищены 9 кандидатских и 4 докторские диссертации, опубликовано два сборника научных трудов, три учебника и 28 учебных пособий. Ежегодно обучение на кафедре начинают 70 – 75 юношей и девушек. Учебный процесс обеспечивают 12 штатных преподавателей и 19 совместителей, в том числе 7 докторов технических наук.

Для обеспечения в дальнейшем высокого уровня подготовки выпускников учебный процесс, профессорско-преподавательский состав и лаборатория должны удовлетворять самым высоким требованиям, сохраняя при этом традиции русской инженерной школы.

Кафедра сегодня остро нуждается в коренной реконструкции и переоснащении лабораторной базы. Решить эти задачи полностью за счет госбюджетных средств невозможно!

Поэтому коллектив кафедры "Э4" обращается ко всем заинтересованным фирмам, компаниям и частным лицам с просьбой участия в переоснащении и материальной поддержке.

Некоммерческий учебно-научный центр "Криоконсул" при кафедре "Э4" открыл для этих целей счет, на который могут быть направлены средства дарителей и спонсоров:

ИНН 7702023949/КПП 770101001, р/с 40703810538000110028 в Центральном ОСБ № 8641 г. Москва Сбербанка России, г. Москва к/с 30101810400000000225, БИК 044525225

Получатель: НННОУ "УНЦ МГТУ "Криоконсул"

Назначение платежа: "Целевое финансирование переоснащения лабораторной базы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения".

Имена дарителей и спонсоров будут записаны на почетной доске кафедры.

Наш адрес: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра "Э4".

Телефоны: 261-39-01 (зав. каф.),

263-62-97 (зам. зав. каф.)

263-68-25 (секретариат)

Факс: 263-61-27

E-mail: crio@power.bmstu.ru

От имени коллектива, заранее с глубокой благодарностью,

заведующий кафедрой и научный руководитель УНЦ

"Криоконсул" заслуженный деятель науки и техники РФ,

лауреат Государственных премий СССР и России, Почетный

член и лауреат премии Парижского Международного института

холода, д-р техн. наук, профессор

А.М. Архаров