

Система кондиционирования воздуха и холодоснабжения помещений искусственных катков*

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

Задачей систем кондиционирования воздуха (СКВ) в помещениях искусственных катков является создание в зоне зрительских трибун условий теплового комфорта. Можно принять, что, следя за игрой в хоккей, зрители по физиологическим нагрузкам выполняют легкую работу, при которой взрослый человек выделяет так называемые вредности — явную теплоту, влагу, углекислый газ и запахи. Для удаления вредностей по СНиП [4] необходимо подавать в помещение приточный наружный воздух в количестве $L_{п.н} = 20 \text{ м}^3/(\text{чел.}\cdot\text{ч})$.

В теплый период года в зоне нахождения зрителей комфортные параметры воздуха отвечают температуре $t_{в} = 23 \dots 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и влажности $\phi_{в} = 40 \dots 60 \%$ [4]. Примем за верхние пределы комфортных параметров температуру $t_{н} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, влажность $\phi_{в} = 60 \%$, при которых от взрослого человека выделяется явная теплота $q_{я} = 64 \text{ Вт/чел.}$ и влаги $w_{вл} = 115 \text{ г/чел.}\cdot\text{ч}$.

В холодный период года условия теплового комфорта для зрителей без верхней одежды сохраняются при $t_{н} = 20 \dots 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\phi_{в} = 30 \dots 40 \%$ [4]. При таких температурно-влажностных условиях взрослый человек выделяет явную теплоту $q_{я} = 100 \text{ Вт}$ и влаги $w_{вл} = 75 \text{ г/чел.}\cdot\text{ч}$.

Тепловые, влажностные и газовые выделения от зрителей имеют температуру, близкую к температуре тела человека $36,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что определяет массовую плотность паров и газов, меньшую, чем плотность окружающего воздуха. Поэтому потоки вредных выделений от зрителей будут активно подниматься вверх.

При традиционных схемах организации воздухообмена сверху вверх (смесительная вентиляция) приточный воздух поступает через диффузоры сверху и, опускаясь, вовлекает в приточные струи поднимающиеся от зрителей вредные пары и теплоту, в результате чего происходит их перемешивание.

В зону нахождения зрителей поступает перемешанная струя, содержащая

Two schemes of arrangement of air exchange (the traditional one based on mixing, and the modern one based on displacement) are compared. It is shown that the use of the displacement scheme of arrangement of air exchange leads to considerable reduction of energy consumption with the year round operation of air conditioning system and to improvement of sanitary and hygiene qualities of the air.

часть выделившихся вредных паров и запахов, что снижает санитарно-гигиенические качества кондиционированного воздуха.

За последние годы в зарубежной практике кондиционирования воздуха основным стал метод вытеснительной вентиляции. Приготовленный приточный воздух подается в зону нахождения людей с малыми скоростями ($0,2 \dots 0,35 \text{ м/с}$).

В статье [5] рассматривается опыт создания спортивного комплекса в Японии в Саппоро. Трибуны для зрителей вмещают 42 300 мест. Они разделены на 12 зон, в каждой из которых можно регулировать микроклимат. Кондиционированный воздух подается непосредственно к зрителям (рис. 1). Для такой схемы по условиям тепловой комфортности перепад температур в рабочей зоне ограничен $\Delta t_{раб.з} \leq 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [4].

Рассмотрим особенности режимов работы СКВ при двух вариантах организации воздухообмена: традиционном смесительном сверху вверх и вытеснительном снизу вверх. Выделяем на трибуне зону, где размещаются 1000 человек.

В теплый период года для климата Москвы [4]: $t_{н} = 28,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $i_{н} = 54 \text{ кДж/кг}$. По нормам [4] в зону трибуны на 1000 мест требуется подавать приточный наружный воздух в количестве

$$L_{п.н.мин} = L_{п.н} = 1000 \cdot 20 = 20\,000 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где L — число зрителей.

Помещение с трибунами для зрителей и с ледяным полем через стены окружены отопляемыми зимой вспомогательными помещениями, с которыми нет трансмиссионного теплообмена. Крыша здания с внутренней стороны покрыта тепловой изоляцией с алюминиевой фольгой на внутренней стороне

[1], что определяет малые теплопритоки летом.

Основные тепло- и влаговыведения определяются числом зрителей на трибунах:

по явной теплоте

$$Q_{т.изб.л} = Lq_{я} = 1000 \cdot 64 = 64\,000 \text{ Вт},$$

по влаге

$$W_{вл.л} = Lw_{вл} = 1000 \cdot 115 = 115\,000 \text{ г/ч.}$$

От ледяного поля на зрителей поступает отраженный радиационный поток охлаждения (Вт)

$$Q_{х.р.л} = f_r L \lambda_{пов} q_p \phi_p, \quad (1)$$

где f_r — площадь поверхности тела взрослого зрителя $1,6 \text{ м}^2$;

$\lambda_{пов}$ — доля облучаемой поверхности сидящего человека; принимаем $\lambda_{пов} = 0,6$;

q_p — удельный поток радиационного охлаждения; $q_p = 80 \text{ Вт/м}^2$ [1];

ϕ_p — угловой средний коэффициент отраженной облученности трибун; принимаем $\phi_p = 0,3$.

Тогда по формуле (1) получим

$$Q_{х.р.л} = 1,6 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 80 \cdot 0,3 = 23\,000 \text{ Вт.}$$

Общие теплоизбытки на трибуне 1000 зрителей составят

$$Q_{т.изб} = 64\,000 - 23\,000 = 41\,000 \text{ Вт.}$$

Энергетически целесообразно использовать СКВ на минимально возможную производительность по приточному



Рис. 1.
Принципиальная
схема подачи
приточного воздуха
к креслам зрителей

*Продолжение. Начало см.
«Холодильная техника», 2001, № 11.

ружному воздуху [2]. Тогда для рассматриваемой зоны трибуны от СКВ требуется обеспечить поглотительную (ассимиляционную) способность:

по восприятию явных тепловыделений $\Delta t_{ac} = (Q_{т.изб} \cdot 3,6) / (L_{пн.мин} \rho_{пн} c_p) = (41\,000 \cdot 3,6) / (20\,000 \cdot 1,2 \cdot 1) = 6,2\,^{\circ}\text{C}$;

по восприятию влаговыделений $\Delta W_{вл.ас} = W_{вл.л} / (L_{пн.мин} \rho_{пн}) = 115\,000 / (20\,000 \cdot 1,2) = 4,8\text{ г/кг}$.

Построение на i, d -диаграмме расчетного режима работы традиционной СКВ в теплый период года в климате Москвы по параметрам Б [4] показано на рис. 2.

Требуемая температура и влагосодержание приточного воздуха для традиционной схемы смешительной вентиляции:

$t_n = t_b - \Delta t_{ac} = 25 - 6,2 = 18,8\,^{\circ}\text{C}$;

$d_n = d_b - \Delta W_{вл.ас} = 12 - 4,8 = 7,2\text{ г/кг}$.

Из рис. 2 следует, что требуемое влагосодержание приточного воздуха может быть достигнуто охлаждением и осушением наружного воздуха (точка Н) до параметров точки ОХ: $d_{ох} = d_n = 7,2\text{ г/кг}$; $t_{ох} = 10\,^{\circ}\text{C}$; $\phi_{ох} = 92\%$; $i_{ох} = 28,5\text{ кДж/кг}$. Принимаем, что в вентиляторе и воздуховодах приточный воздух нагреется на $1\,^{\circ}\text{C}$, т. е. $t_{п1} = 10 + 1 = 11\,^{\circ}\text{C}$. В зональном подогревателе или калорифере второго подогрева необходимо догреть приточный воздух:

$\Delta t_{кл} = t_n - t_{п1} = 18,8 - 11 = 7,8\,^{\circ}\text{C}$.

В рассматриваемом расчетном режиме для теплого периода года расход холода на охлаждение приточного наружного воздуха составит:

$Q_{х.пн} = L_{пн} \rho_{пн} (i_n - i_{ох}) / 3,6 = 20\,000 \cdot 1,2 \cdot (54 - 28,5) / 3,6 = 170\,000\text{ Вт}$.

На догрев в калорифере приточного воздуха требуется теплоты:

$Q_{кл} = L_{пн} \rho_{пн} c_p (t_n - t_{п1}) / 3,6 = 20\,000 \cdot 1,21 \cdot 1(18,8 - 11) / 3,6 = 52\,434\text{ Вт}$.

Наличие в составе приточного агрегата калорифера позволит увеличивать температуру приточного воздуха t_n в тех зонах, где не будет полного заполнения трибуны зрителями. Приточный агрегат следует дополнить приточными и рециркуляционными воздуховодами, соединенными с вестибюлем и другими помещениями, расположенными вокруг трибун и арены. На время перерыва, когда зрители покидают трибуны, необходимо открывать воздушные клапаны на приточных воздуховодах в вестибюль, куда в перерывах выходят зрители.

Показанная на рис. 1 принципиальная схема подачи приточного наружного воздуха непосредственно к креслам зрителей может иметь различные конструктивные решения, зависящие от строительных решений трибуны [3, 5].

При организации воздухообмена методом вытеснительной вентиляции (по схеме снизу вверх) необходимо вычислить температуру t_y удаляемого из-под потолка трибун вытяжного воздуха.

Температуру t_y ($^{\circ}\text{C}$) вычисляют по формуле [2]

$$t_y = K_L (t_b - t_n) + t_n, \quad (2)$$

где K_L — показатель эффективности организации воздухообмена, который определяют по методике, приведенной в [2].

В соответствии с этой методикой K_L находят по графику (см. [2] — рис. 1.4 на с. 24) в зависимости от отношения теплоступлений в рабочую зону (для рассматриваемого случая это зона нахождения зрителей в креслах) к общим теплоизбыткам. При этом учитывают, что только 30 % выделяемой зрителями явной теплоты остается в рабочей зоне, а 70 % поднимается с конвективными потоками под потолок. При отношении теплоступлений к теплоизбыткам, равном 0,3, показатель $K_L = 2,8$ [2].

Приняв соответствующий комфортным условиям перепад температур в приточной струе $\Delta t_{ac} = 2,5\,^{\circ}\text{C}$, получим температуру приточного воздуха $t_n = 22,5\,^{\circ}\text{C}$. По формуле (2) определим температуру удаляемого воздуха:

$t_y = 2,8(25 - 22,5) + 22,5 = 29,5\,^{\circ}\text{C}$.

Приняв $d_n = d_{п1} = 10\text{ г/кг}$, получим

$d_y = d_n + \Delta d_{ac} = 10 + 4,8 = 14,8\text{ г/кг}$.

При построении на i, d -диаграмме (рис. 3) в месте пересечения линий $t_y = 29,5\,^{\circ}\text{C}$ и $d_y = 14,8\text{ г/кг}$ находим точку У — параметры удаляемого из-под потолка вытяжного воздуха. Внутренняя поверхность перекрытия будет иметь температуру порядка $30\,^{\circ}\text{C}$, трансмиссионные теплопритоки через перекрытия будут малы, и их можно не учитывать. Соединяем точку П и точку У прямой и на пересечении с линией $t_b = 25\,^{\circ}\text{C}$ получим $\phi_n = 60\%$, что отвечает комфортным условиям в зоне нахождения зрителей в теплый период года [4].

Расход холода на охлаждение приточного наружного воздуха составит

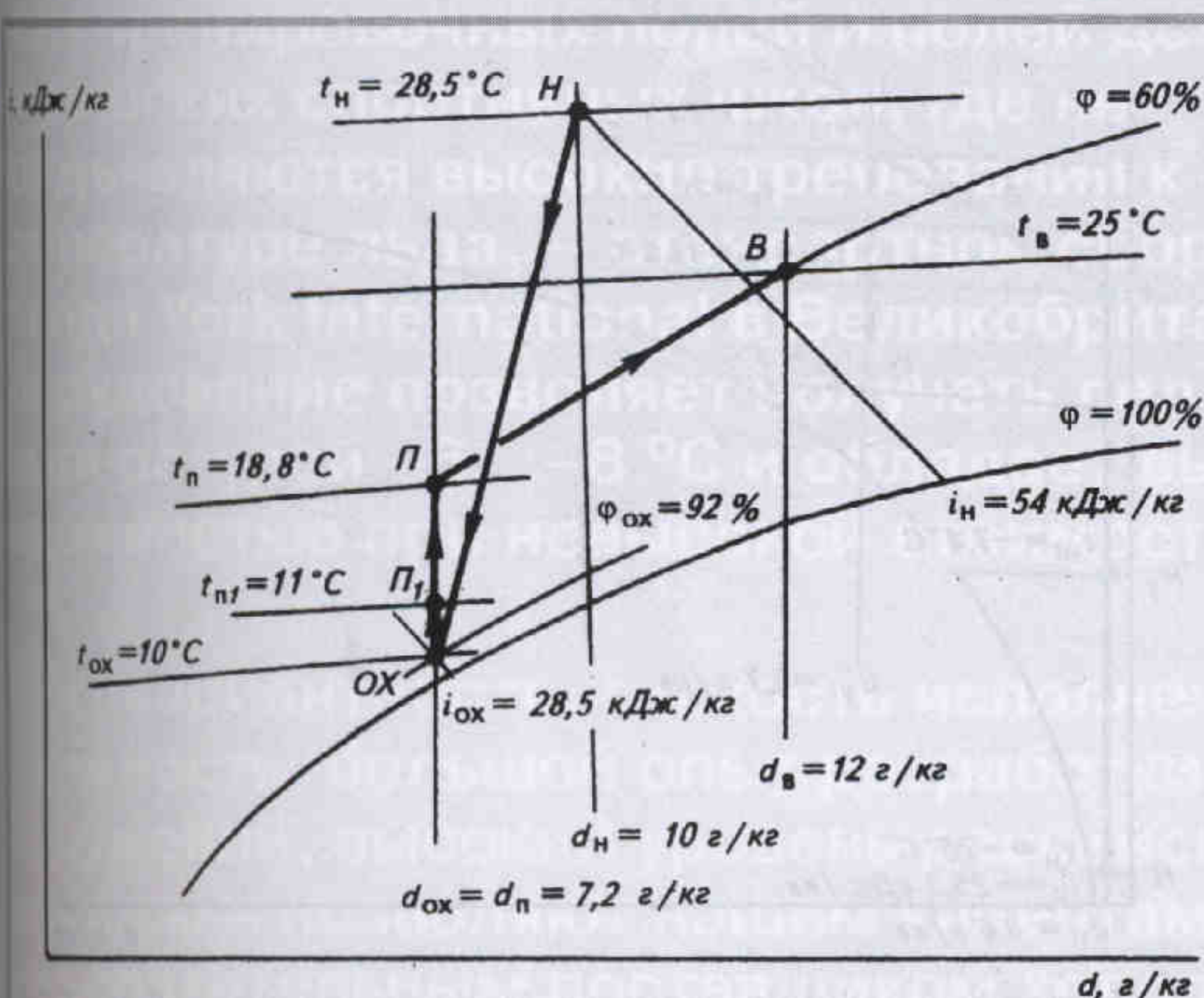


Рис. 2. Построение на i, d -диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны зрительских трибун в теплый период года при традиционной схеме организации воздухообмена сверху вниз: Н-ОХ — охлаждение и осушение приточного наружного воздуха в воздухоохладителе центрального кондиционера; ОХ-П₁ — нагрев приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах; П₁-П — нагрев приточного воздуха в зональном воздушонагревателе или калорифере приточного агрегата; П-В — восприятие тепло- и влаговыделений в помещении в зоне трибун для зрителей

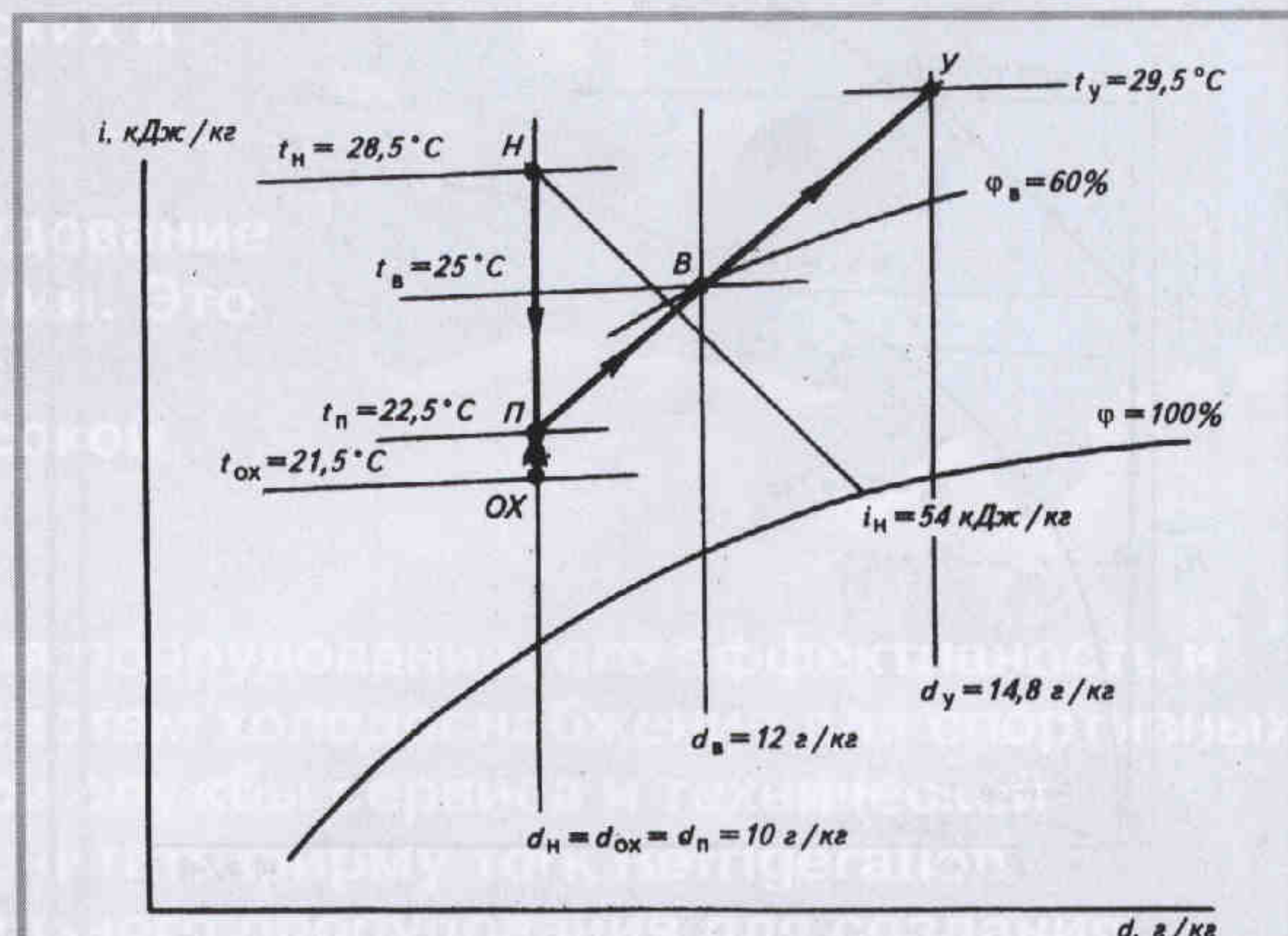


Рис. 3. Построение на i, d -диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны зрительских трибун в теплый период года при современной схеме организации воздухообмена (подача приточного воздуха к креслам зрителей и вытяжка отепленного влажного воздуха под потолком): Н-ОХ — охлаждение приточного воздуха в центральном кондиционере; ОХ-П — нагрев приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах; П-В — поглощение тепло- и влаговыделений в зоне кресел со зрителями; В-У — поглощение тепло- и влаговыделений по высоте помещения зоны трибун

$$Q_{\text{х.пн}} = L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}} c_p (t_{\text{н}} - t_{\text{ок}}) / 3,6 = 20\,000 \cdot 1,2 \cdot 1 (28,5 - 21,5) / 3,6 = 46\,670 \text{ Вт.}$$

Вычислим снижение расхода холода (%) в режимах приготовления приточного воздуха при использовании в СКВ схемы вытеснительной вентиляции (см. рис. 3) вместо традиционной смешительной (см. рис. 2):

$$(170\,000 - 46\,670) / 170\,000 \cdot 100 = 72,5 \, \%.$$

Расчеты показывают, что при использовании современной вытеснительной схемы вентиляции требуемая мощность холодильной машины почти в 4 раза меньше, чем при традиционной смешительной. Это компенсирует затраты на более дорогое устройство воздухораспределения в зону нахождения зрителей.

В расчетных условиях холодного периода года при $t_{\text{в}} = 20 \, ^\circ\text{C}$ тепло- и влаговыведения в зоне нахождения зрителей составляют:

по явной теплоте

$$Q_{\text{т.изб.я.л}} = 1000 \cdot 100 = 100\,000 \text{ Вт;}$$

по влаге

$$W_{\text{вл.л}} = 1000 \cdot 75 = 75\,000 \text{ г/ч.}$$

При температуре в зоне нахождения зрителей $t_{\text{в}} = 20 \, ^\circ\text{C}$ удельный радиационный поток охлаждения, поступающий к зрителям от ледяного поля, $q_{\text{р}} = 65 \text{ Вт/м}^2$ [1].

Тогда по формуле (1) вычисляем полный радиационный поток охлаждения:

$$Q_{\text{х.р.л}} = 1,6 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 65 \cdot 0,3 = 18\,720 \text{ Вт.}$$

В зоне трибун под перекрытием помещения катка зимой поддерживается температура не менее $20 \, ^\circ\text{C}$, что позволяет

избежать конденсации водяных паров на строительных конструкциях. В климате Москвы в холодный период года по СНиП [4] принимают параметры наружного воздуха Б [4]: температура $t_{\text{н}} = -26 \, ^\circ\text{C}$; влагосодержание $d_{\text{н}} = 0,6 \text{ г/кг}$; энтальпия $i_{\text{н}} = -25,3 \text{ кДж/кг}$.

Через перекрытие в зоне трибун трансмиссионные теплопотери составляют $22\,000 \text{ Вт}$.

Тогда расчетные теплоизбытки в холодный период года

$$Q_{\text{т.изб}} = 100\,000 - 22\,000 - 18\,720 = 59\,280 \text{ Вт.}$$

Поглотительная (ассимиляционная) способность подогретого приточного наружного воздуха:

по восприятию явной теплоты

$$\Delta t_{\text{ас}} = (Q_{\text{т.изб}} \cdot 3,6) / (L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}} c_p) = (59\,280 \cdot 3,6) / (20\,000 \cdot 1,22 \cdot 1) = 8,7 \, ^\circ\text{C};$$

по восприятию влаговыведений

$$\Delta d_{\text{ас}} = 75\,000 / (20\,000 \cdot 1,22) = 3,1 \text{ г/кг.}$$

Построение расчетного режима работы в холодный период года по традиционному варианту (со смешительной вентиляцией) показано на рис. 4.

В целях экономии тепловой энергии первоначально приточный наружный воздух нагревается в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза. Требуемая температура нагрева приточного наружного воздуха в калорифере приточного агрегата

$$t_{\text{кл}} = t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{ас}} = 20 - 8,7 = 11,3 \, ^\circ\text{C.}$$

Влагосодержание приточного воздуха

равно расчетному влагосодержанию наружного воздуха:

$$d_{\text{н}} = d_{\text{п}} = 0,6 \text{ г/кг.}$$

После восприятия влаговыведений в зоне трибун влагосодержание внутреннего воздуха

$$d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + \Delta d_{\text{ас}} = 0,6 + 3,1 = 3,7 \text{ г/кг.}$$

На пересечении линий $t_{\text{в}} = 20 \, ^\circ\text{C}$ и $d_{\text{в}} = 3,7 \text{ г/кг}$ находим на i, d -диаграмме точку В. В схеме СКВ со смешительной вентиляцией вытяжной воздух поступает к теплоизвлекающему теплообменнику с температурой $t_{\text{в}}$. Пунктирной линией на рис. 4 показан процесс В-У извлечения теплоты вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза при условии сохранения положительного значения конечной температуры удаляемого воздуха $t_{\text{у}} = 4 \, ^\circ\text{C}$.

Общее количество извлекаемой теплоты в установке теплоутилизации

$$Q_{\text{т.у}} = L_{\text{у}} \rho_{\text{у}} c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{у}}) / 3,6 =$$

$$= 20\,000 \cdot 1,23 \cdot 1 (20 - 4) / 3,6 = 109\,333 \text{ Вт.}$$

Нагрев приточного наружного воздуха в установке утилизации при условии $L_{\text{у}} \approx L_{\text{пн}}$ составит

$$\Delta t_{\text{у}} = (Q_{\text{т.у}} \cdot 3,6) / (L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}} c_p) =$$

$$= 109\,333 \cdot 3,6 / (20\,000 \cdot 1,33 \cdot 1) = 14,8 \, ^\circ\text{C.}$$

Температура приточного воздуха после установки утилизации

$$t_{\text{н1}} = t_{\text{н}} + 14,8 = -26 + 14,8 = -11,2 \, ^\circ\text{C.}$$

В калорифере приточного агрегата на нагрев приточного наружного воздуха потребуется теплоты

$$Q_{\text{т.кл}} = L_{\text{пн}} \rho_{\text{пн}} c_p (t_{\text{п}} - t_{\text{н1}}) / 3,6. \quad (3)$$

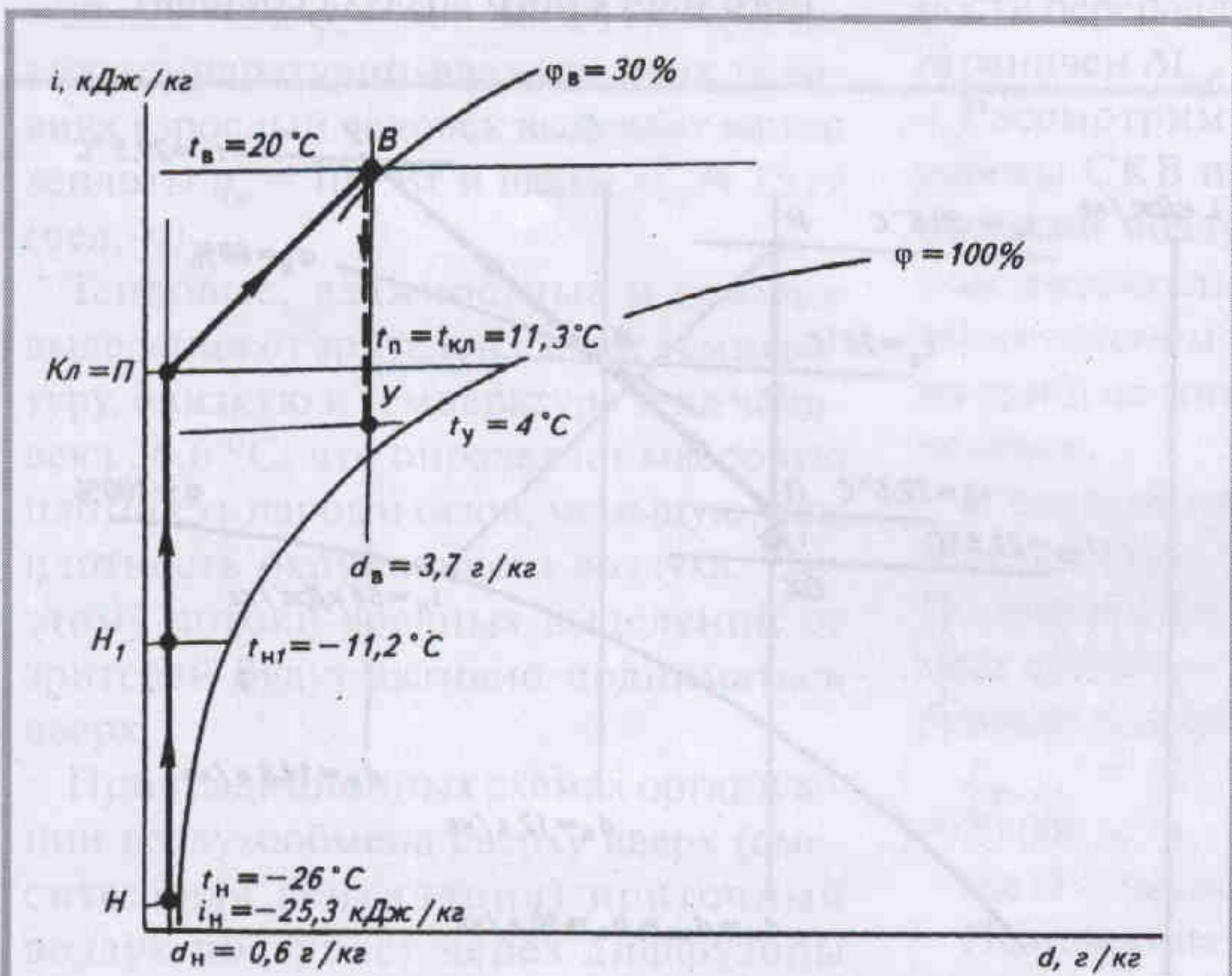


Рис. 4. Построение на i, d -диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны зрительских трибун в холодный период года при традиционной схеме организации воздухообмена сверху вверх: Н-Н₁ — нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации; Н₁-Кл — нагрев приточного наружного воздуха в калорифере; Кл-В — поглощение тепло- и влаговыведений в зоне трибун со зрителями; В-У — извлечение теплоты из вытяжного выбросного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации

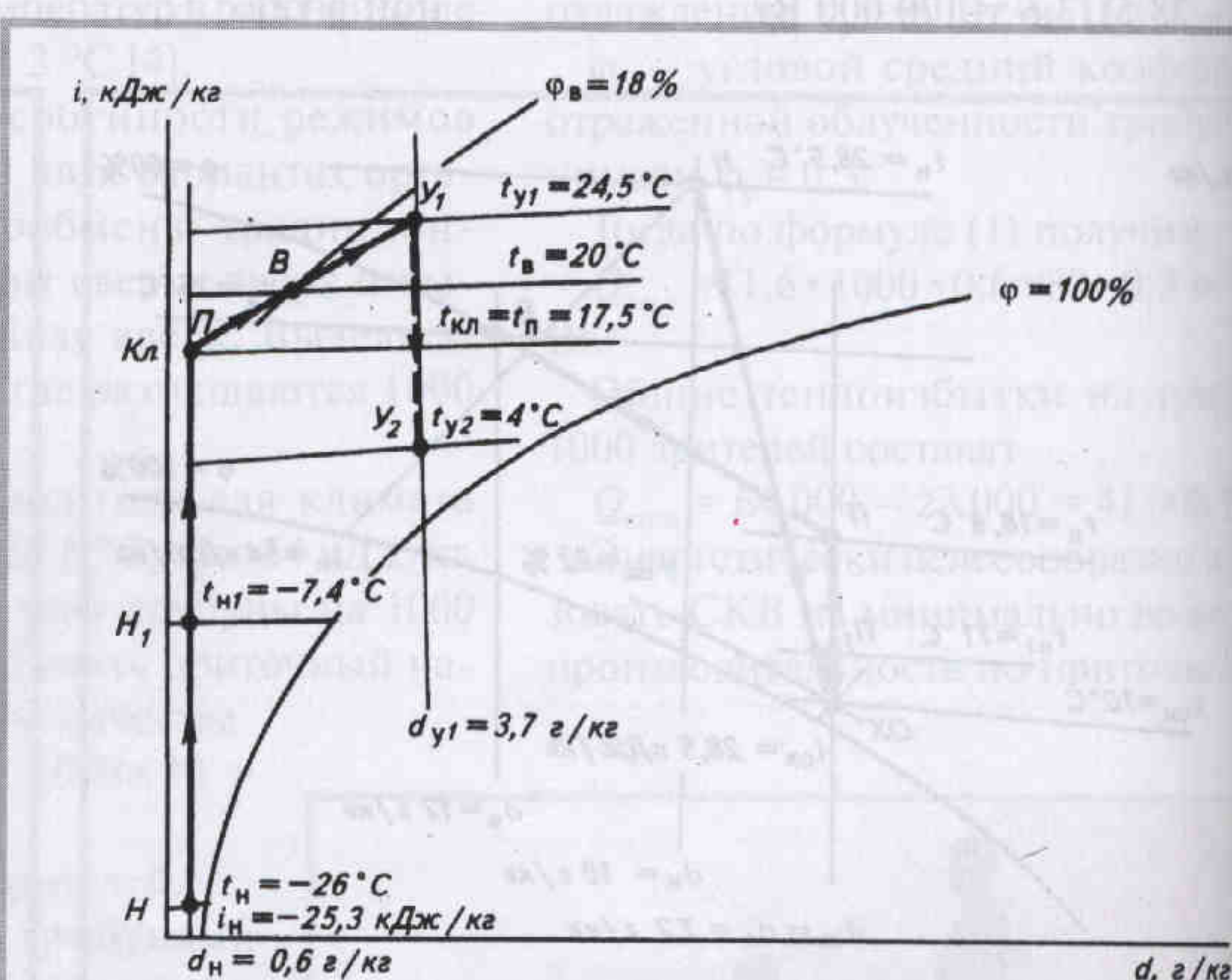


Рис. 5. Построение на i, d -диаграмме расчетного режима работы СКВ зоны зрительских трибун в холодный период года при современной схеме организации воздухообмена (подача приточного воздуха к креслам зрителей и вытяжка отепленного воздуха под потолком): Н-Н₁ — нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации; Н₁-Кл — нагрев приточного воздуха в калорифере; Кл-В — поглощение тепло- и влаговыведений в зоне кресел со зрителями; В-У₁ — восприятие тепло- и влаговыведений по высоте помещения; У₁-У₂ — извлечение теплоты вытяжного воздуха в теплоизвлекающем теплообменнике установки утилизации

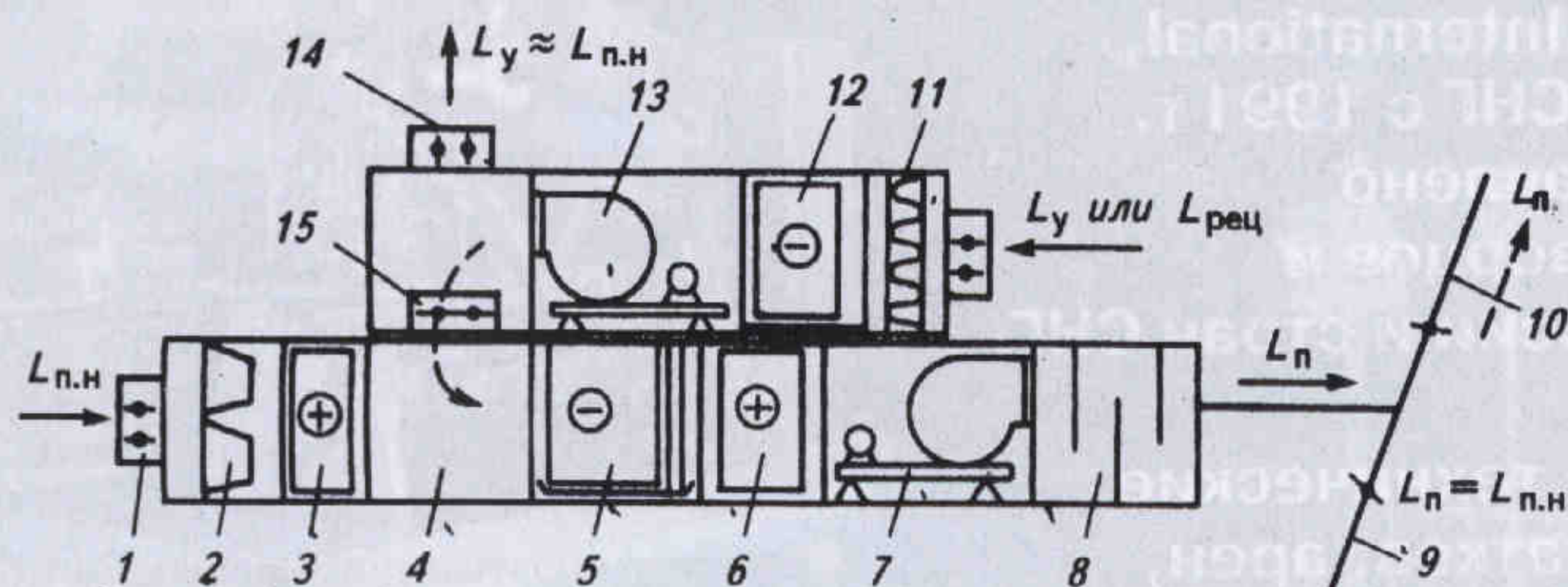


Рис. 6. Принципиальная схема кондиционера для обслуживания зоны трибун: 1 – клапан забора наружного воздуха ($L_{n,n} = L_n$); 2 – карманный фильтр EU5; 3 – теплоотдающий теплообменник установки утилизации; 4 – камера смешения для прохода рециркуляционного воздуха в количестве L_{rec} в режиме воздушного отопления при отсутствии зрителей; 5 – воздухоохладитель с поддоном и сепаратором; 6 – калорифер; 7 – приточный вентилятор; 8 – шумоглушитель; 9 – приточный воздуховод для подачи приточного воздуха в количестве L_n в зону трибун зрителей; 10 – воздуховод для подачи приточного воздуха в перерывы, когда зрители выходят в вестибюль; 11 – фильтр EU3; 12 – теплоизвлекающий теплообменник установки утилизации; 13 – вытяжной вентилятор; 14 – клапан регулирования выброса в атмосферу вытяжного удаляемого воздуха в количестве L_y ; 15 – клапан для возврата воздуха на рециркуляцию L_{rec} при воздушном отоплении помещения катка при отсутствии зрителей

Таким образом,

$$Q_{т.кл} = 20\,000 \cdot 1,29 \cdot 1(11,3 + 11,2)/3,6 = 161\,250 \text{ Вт.}$$

В СКВ с вытеснительной вентиляцией температуру приточного воздуха по условиям теплового комфорта принимаем $t_n = 17,5^\circ\text{C}$. Тогда температура удаляемого вытяжного воздуха

$$t_y = 2,8(20 - 17,5) + 17,5 = 24,5^\circ\text{C}.$$

Влагосодержание приточного воздуха $d_y = d_n + \Delta d_{ac} = 0,6 + 3,1 = 3,7 \text{ г/кг}$.

На рис. 5 на i, d -диаграмме в месте пересечения линий $t_{y1} = 24,5^\circ\text{C}$ и $d_{y1} = 3,7 \text{ г/кг}$ получим начальные параметры удаляемого воздуха (точка Y_1). Пунктирными линиями показан процесс извлечения теплоты в установке утилизации до $t_{y2} = 4^\circ\text{C}$.

Общее количество утилизируемой теплоты

$$Q_{т.у} = L_y \rho_y c_p (t_n - t_{y2})/3,6 = 20\,000 \times 1,21 \cdot 1(24,5 - 4)/3,6 = 137\,800 \text{ Вт.}$$

Температура нагрева приточного наружного воздуха в установке утилизации

$$t_{n1} = t_n + \Delta t_y = t_n + (Q_{т.у} \cdot 3,6)/(L_{n,n} \rho_{n,n} c_p) = -26 + (137800 \cdot 3,6)/(20\,000 \cdot 1,32 \cdot 1) = -7,2^\circ\text{C}.$$

Расход теплоты в калорифере центрального кондиционера в соответствии с формулой (3) составит

$$Q_{т.кл} = 20\,000 \cdot 1,22 \cdot 1(17,5 + 7,2)/3,6 = 167\,411 \text{ Вт.}$$

Таким образом, значения $Q_{т.кл}$ для сравниваемых вариантов смешительной и вытеснительной вентиляции близки.

Через точки Y_1 и P проводим прямую и на пересечении с $t_n = 20^\circ\text{C}$ находим $\phi_n = 18\%$, что ниже требуемого комфортного значения. Но расчетные температура $t_n = -26^\circ\text{C}$ и влагосодержание наружного воздуха в холодный период

$d_n = 0,6 \text{ г/кг}$ (точка H) сохраняются короткое время (до 46 ч/год), а большую часть времени температура и влажность наружного воздуха более высокие, что обеспечивает получение с помощью СКВ комфортных значений относительной влажности внутреннего воздуха $\phi_n \geq 30\%$.

Принципиальная схема кондиционера для обслуживания зоны трибуны на 1000 зрителей показана на рис. 6.

В рабочем режиме кондиционер действует по приточной схеме при $L_{n,n} = 20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Технологические блоки кондиционера изготавливаются фирмой York International в соответствии с рациональными размерами каркаса с шагом 50 мм [1]. В кондиционере предусмотрена традиционная схема организации воздухообмена, которую в теплый период года необходимо применять для охлаждения и осушения приточного воздуха (см. рис. 2).

В современной схеме организации воздухообмена снизу вверх охлаждение происходит при постоянном влагосодержании, что обуславливает снижение расхода холода в 4 раза (см. рис. 3). В результате значительно уменьшается число рядов воздухоохладителя (поз. 5 на рис. 6). Остальные технологические блоки сравниваемых режимов для кондиционеров одинаковы по назначению.

Сравнение двух схем организации воздухообмена в СКВ, предназначенной для обслуживания трибун со зрителями, показывает, что современные схемы с организацией воздухообмена снизу вверх имеют значительные энергетические преимущества. Поэтому при строительстве новых поме-

щений для искусственных катков рационально в конструкции трибун закладывать приточные воздуховоды и воздухораспределительные устройства, например, как показано на рис. 1 или в работах [3, 5].

Новые схемы организации воздухообмена позволяют значительно снизить расход энергии при круглогодичном функционировании СКВ и улучшить санитарно-гигиеническое качество воздуха в зоне нахождения зрителей на трибунах.

Фирма York International при создании систем холодоснабжения ледяного поля применяет высокоэффективные холодильные машины, подбираемые в зависимости от назначения катка.

Энергетически рационально использовать горячую воду от конденсаторов холодильных машин в качестве источника теплоты для воздушонагревателей СКВ и на цели горячего водоснабжения.

Для намораживания льда на поверхности катка от испарителей холодильных машин подается антифриз с температурой -12°C . В режиме намораживания льда работают две холодильные машины холодопроизводительностью по 350 кВт. В режиме поддержания требуемой температуры намороженного льда работает одна холодильная машина, а вторую можно использовать в теплый период года для снабжения СКВ холодом. Горячая вода от конденсаторов холодильных машин может служить источником теплоснабжения СКВ. Показанные на рис. 4 и 5 режимы нагрева приточного наружного воздуха в калориферах энергетически рационально осуществлять с помощью теплоты, получаемой в конденсаторе холодильной машины, работающей на поддержание температуры намороженного льда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кокорин О.Я. Системы кондиционирования воздуха и холодоснабжения искусственных катков//Холодильная техника. 2001. № 11.
2. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха.—М.: Проспект, 1999.
3. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий/Пер. с англ.—М.: Стройиздат, 1980.
4. СНиП 2.04.05—91*. Отопление, вентиляция, кондиционирование (Госстрой России).—М.: ГУП ЦПП, 1998.
5. Спорткомплекс Саппоро — новые технические решения/Ю.А.Табунщиков и др.//АВОК. 2000. № 6.