

Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха

Д-р техн. наук, профессор **О. Я. КОКОРИН**
МГСУ,
В. В. КОМИССАРОВ
ЗАО «Вента»

Фирма «Вента» разрабатывает и изготавливает новое оборудование для энергоэффективных и надежных в работе систем вентиляции и кондиционирования.

Так, например, новый роторный пластинчатый теплообменник РПТМ отличается тем, что его можно легко очистить от выпадающих из жесткой воды солей, чего нельзя достигнуть в широко используемых орошаемых насадках типа «Мунтерс». Благодаря этому снижается энергопотребление и увеличивается надежность и эффективность работы всей системы, что делает ее более современной и конкурентоспособной. В публикуемой статье рассмотрено применение РПТМ в центральном кондиционере для осуществления режима адиабатного увлажнения подогретого приточного воздуха

Современная система кондиционирования воздуха (СКВ) должна отвечать следующим требованиям:

- состоять из надежного и простого для обслуживания оборудования;
- обеспечивать при круглогодовой работе значительное (до 60 %) сокращение энергопотребления;
- не причинять вреда окружающей среде.

Новое технологическое оборудование позволяет снизить энергозатраты по сравнению с традиционными центральными СКВ [1].

В качестве примера энергоэффективного решения рассмотрим местную центральную СКВ для предприятия точного машиностроения. В центральном прямоточном кондиционере энергетически рационально готовить приточный наружный воздух, расход которого $L_{\text{пр}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) отвечает санитарно-гигиеническим нормам [4] и который поглощает расчетные влаговыведения в помещении $W_{\text{вл}}$ ($\text{г}/\text{ч}$). Для этого необходимо охлаждать и осушать приточный наружный воздух $L_{\text{пр}}$.

Энергетически рациональный режим приготовления приточного воздуха в СКВ удобно определять с помощью $I-d$ -диаграммы (рис. 1). Прежде всего на нее наносят расчетные параметры наружного воздуха для теплого (точка H) и холодного (H_x) периодов года и требуемые параметры внутреннего воздуха (точка B).

Расчет СКВ начинают с теплого периода года при параметрах наружного воздуха Б в Москве [4]: $t_n = 28,5^\circ\text{C}$, $I_n = 54 \text{ кДж/кг}$; $d_n = 10 \text{ г/кг}$.

СКВ обслуживает цех электронно-технического производства, где в рабочей зоне необходимо круглый год

The unitary-central air-conditioning system for the shop of production of electronic equipment is considered as an example of energy-saving air conditioning system. The incoming outside air is prepared in the central air conditioner in compliance with sanitary standards on the quantity and moisture absorption. In the unitary fan air conditioners the air from the central air conditioner is mixed with the cooled inside air and comes into the working zone with the temperature as selected according to conditions of comfort. The modes of operation of the unitary-central air-conditioning system in winter and summer period are considered. The advantages of the described air conditioning system are presented in comparison to the central one.

поддерживать температуру воздуха $t_b = 20 \dots 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ при относительной влажности $\phi_b = 45 \text{--} 50 \text{ \%}$ [1]. В цехе работают 20 человек, выполняющих работу средней тяжести. Явные тепловыделения при этом составляют 90 Вт/чел., влаговыделения — 160 г/(чел.ч). Общие влаговыделения в цехе

$$W_{\text{вЛ}} = 20 \cdot 160 = 3200 \text{ г/ч.}$$

Минимальный расход приточного наружного воздуха по санитарным нормам на одного человека $l_{\text{пн}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ [4]. Тогда для цеха

$$L_{\text{пн}} = 20 \cdot 60 = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемую поглотительную способность (г/кг) приточного наружного воздуха по влаговыведениям вычисляем по выражению

$$\Delta d_{\text{ac,III}} = \frac{W_{\text{BJI}}}{L_{\text{m}} \rho_{\text{m}}}, \quad (1)$$

где $\rho_{\text{ин}}$ — массовая плотность воздуха, кг/м³.

$$\Delta d_{\text{ac.тн}} = \frac{3200}{1200 \cdot 1,2} = 2,2 \text{ г/кг.}$$

Подача приготовленного приточного воздуха в рабочую зону и забор на вытяжку отепленного и загазованного воздуха под потолком позволяют улучшить санитарно-гигиенические качества воздуха в рабочей зоне по сравнению с традиционной организацией воздухообмена по схеме сверху – вверх [1]. Температура удаляемого вытяжного воздуха (°C) под потолком определяем по выражению

$$t_v = K_L (t_b - t_n) + t_n. \quad (2)$$

По условиям комфортности принимаем температуру приточного воздуха, поступающего в рабочую зону цеха, $t_n = 17,5^\circ\text{C}$. Показатель эффективности организации воздухообмена K_L можно определить по графику на рис. 1.4 на с. 24 [2].

Для производственного помещения при равномерном распределении рабочих мест с выделением тепла по площади можно принять $K_f = 2,1$.

Тогда по формуле (2) получаем

$$t_v = 2,1 (22 - 17,5) + 17,5 = 27 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Дальнейшее построение на $I-d$ -диаграмме расчетного режима работы местно-центральной СКВ в летний период в цехе электронно-технического производства приведено на правой части рис. 1. Приточный наружный воздух (точка H) охлаждается и осушается в воздухоохладителе центрального кондиционера до параметров точки OX : температура $t_{ox} = 10,5^\circ\text{C}$; влагосодержание $d_{ox} = 6,6 \text{ г/кг}$; энтальпия $I_{ox} = 27 \text{ кДж/кг}$. В приточном вентиляторе и воздуховодах охлажденный наружный воздух нагревается на $1,5^\circ\text{C}$ (точка $ПН$) и с параметрами $t_{пн} = 12^\circ\text{C}$; $d_{пн} = 6,6 \text{ г/кг}$; $I_{пн} = 28,5 \text{ кДж/кг}$ поступает в местные вентиляторные агрегаты, где смешивается с охлажденным внутренним воздухом (точка $B.OX$). Температура охлажденного внутреннего воздуха должна быть такой, чтобы обеспечивать получение температуры смеси, равной температуре приточного воздуха, поступающего в рабочую зону, $t_{см} = t_{пн} = 17,5^\circ\text{C}$ (выбранной по условиям теплового комфорта). Ее вычисляют из условия поглощения явных теплоизбытков в цехе.

Общие явные теплоизбытки в цехе составляют 20 кВт . Охлажденный наружный воздух поглощает

$$Q_{т.изб.пн} = L_{пн} \rho_{пн} c_p (t_y - t_{пн}) / 3,6 = 1200 \cdot 1,22 \cdot 1 \cdot (27 - 12) / 3,6 = 6100 \text{ Вт}.$$

В воздухоохладителях местных вентиляторных агрегатов от внутреннего воздуха должен быть отведен остаток явных теплоизбытков:

$$Q_{т.изб.в.ox} = Q_{т.изб.} - Q_{т.изб.пн} = 20000 - 6100 = 13900 \text{ Вт}.$$

Примем температуру охлажденного при постоянном влагосодержании внутреннего воздуха $t_{в.ox} = 18^\circ\text{C}$.

Вычисляем требуемый расход охлажденного внутреннего воздуха:

$$L_{в.ox} = \frac{Q_{т.изб.в.ox} \cdot 3,6}{\rho_{в.ox} c_p (t_{в} - t_{в.ox})} = \frac{13900 \cdot 3,6}{1,2 \cdot 1 \cdot (22 - 18)} = 10437 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Из уравнения смешения наружного и внутреннего охлажденного воздуха вычисляем температуру приточного воздуха, поступающего в рабочую зону из ламинарного воздухораспределителя:

$$t_{пн} = \frac{L_{пн} \rho_{пн} t_{пн} + L_{в.ox} \rho_{в.ox} t_{в.ox}}{(L_{пн} + L_{в.ox}) \rho_{пн}} = \frac{1200 \cdot 1,24 \cdot 12 + 10437 \cdot 1,19 \cdot 18}{(1200 + 10437) 1,2} = 17,5^\circ\text{C}.$$

Полученное значение $t_{пн} = 17,5^\circ\text{C}$ соответствует принятой выше температуре смеси $t_{см} = t_{пн} = 17,5^\circ\text{C}$. Поэтому дальнейших уточнений не производим. Соединяем точки $ПН$ и $B.OX$ (см. рис. 1) прямой и в пересечении с изотермой $t_{пн} = 17,5^\circ\text{C}$ находим влагосодержание приточного воздуха $d_{пн} = 8 \text{ г/кг}$.

Определяем возможное влагосодержание удаляемого воздуха, принимая $K_L = K_{Ld} = 2,1$:

$$d_y = K_{Ld} (d_{в} - d_{пн}) + d_{пн} = 2,1(8,4 - 8) + 8 = 8,84 \text{ г/кг}.$$

По высоте помещения удаляемый воздух $L_y = L_{пн} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$ обладает следующей поглотительной способностью влагоизбытков:

$$\Delta d_{ас.пн} = d_y - d_{пн} = 8,84 - 6,6 = 2,24 \text{ г/кг},$$

что близко к вычисленному выше по формуле (1) значению $\Delta d_{ас.пн} = 2,2 \text{ г/кг}$.

В теплый период года в воздухоохладителе централь-

ного кондиционера необходимо поддерживать постоянство параметров охлажденного наружного приточного воздуха. Для их контроля принимается температура охлажденного и осушенного воздуха по мокрому термометру $t_{ox,м} = 9,5^\circ\text{C}$.

В левой части рис. 1 на $I-d$ -диаграмме представлен расчетный режим приготовления приточного наружного воздуха в центральном кондиционере в холодный период года для Москвы [4]. Первоначально наружный воздух с расчетной температурой $t_{нх} = -26^\circ\text{C}$ нагревается до температуры $t_{ну} = -5^\circ\text{C}$ теплотой вытяжного воздуха в теплообменнике установки утилизации центрального вытяжного агрегата (процесс $H_x - H_y$). Для получения параметров приточного наружного воздуха в точке OX необходимо его догреть в калорифере до значения энтальпии $I_{ox} = 27 \text{ кДж/кг}$ при постоянном влагосодержании $d_{нх} = 0,6 \text{ г/кг}$. На пересечении линий

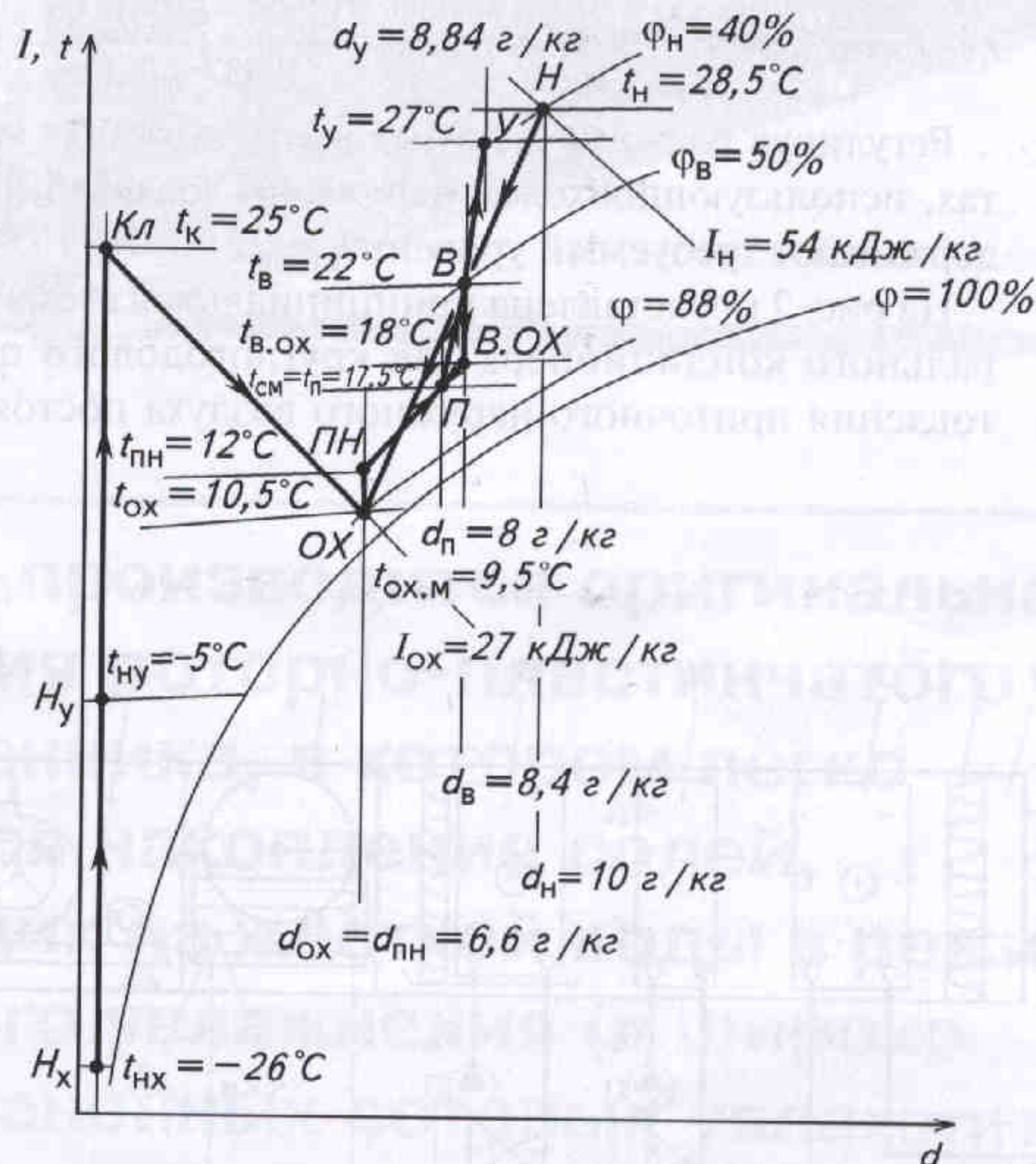


Рис. 1. Построение на $I-d$ -диаграмме круглогодичных режимов работы местно-центральной СКВ в климате Москвы.

В теплый период года:

$H-OX$ – охлаждение и осушение приточного наружного воздуха;

$OX-ПН$ – нагрев в вентиляторе и приточных воздуховодах;

$B-B.OX$ – охлаждение внутреннего воздуха в местном вентиляторном агрегате при постоянном влагосодержании;

$B.OX-П-ПН$ – смешение в местном вентиляторном агрегате;

$П-B$ – поглощение тепло- и влагоизбытков рабочей зоны цеха приточным воздухом;

$B-Y$ – поглощение по высоте помещения тепло- и влагоизбытков удаляемым вытяжным воздухом.

В холодный период года:

H_x-H_y – нагрев приточного наружного воздуха в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации;

$H_y-Kл$ – нагрев приточного наружного воздуха в калорифере;

$Kл-OX$ – адиабатное увлажнение приточного наружного воздуха в блоке адиабатного увлажнения

энтальпии 27 кДж/кг и влагосодержания 0,6 г/кг получим точку K_1 с искомой температурой нагрева в калорифере центрального кондиционера $t_{кл} = 25^\circ\text{C}$.

В технологическом блоке с вращающимся ротором (см. рекламу) центрального кондиционера осуществляется режим адиабатного увлажнения подогретого приточного наружного воздуха с изменением его температуры от $t_{кл} = 25^\circ\text{C}$ до $t_{ох} = 10,5^\circ\text{C}$. Для реализации увлажнения в дисковом увлажнителе необходимо обеспечить эффективность

$$E_n = \frac{t_{кл} - t_{ох}}{t_{кл} - t_{ох,м}} = \frac{25 - 10,5}{25 - 9,5} = 0,94.$$

Фирма «Вента» выпускает блоки адиабатного увлажнения, в которых обеспечивается получение $E_n = 0,95$ (см. фото на рекламе).

В холодный период года общие теплоизбытки в цехе снижаются до 16 кВт, что потребует охлаждения внутреннего воздуха в местном вентиляторном агрегате до температуры

$$t_{в,ох} = t_{в} - \frac{(Q_{т.изб.х} - Q_{т.изб.пн}) \cdot 3,6}{L_{в,ох} \rho_{в,ох} c_p} = 22 - \frac{(16000 - 6100) \cdot 3,6}{10437 \cdot 1,2 \cdot 1} = 19,2^\circ\text{C}.$$

Регулируя расход в местных вентиляторных агрегатах, использующих холод наружного воздуха [2], поддерживают требуемый уровень $t_{в} = 22^\circ\text{C}$.

На рис. 2 представлена принципиальная схема центрального кондиционера для круглогодочного приготовления приточного наружного воздуха постоянных

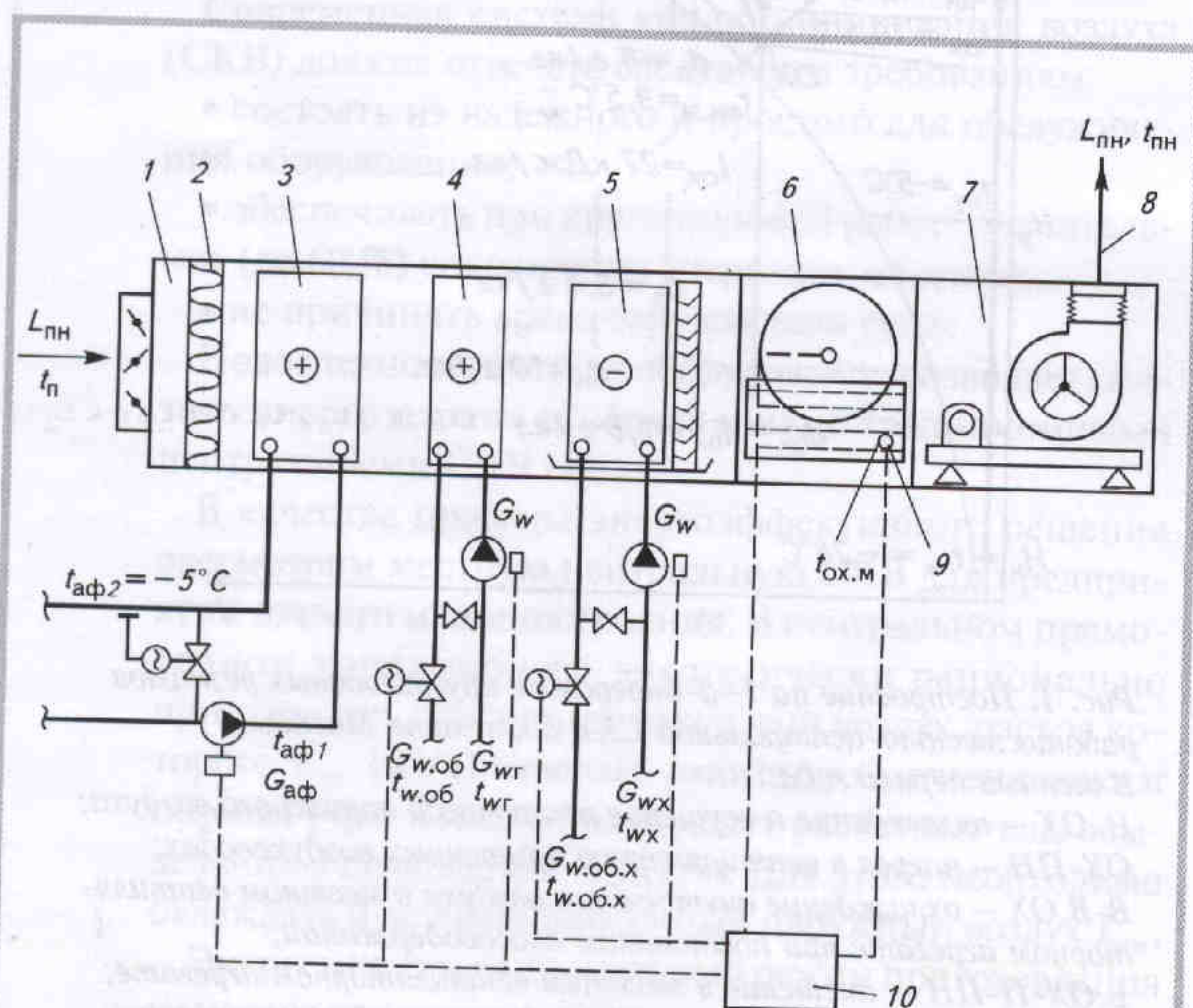


Рис. 2. Принципиальная схема центрального кондиционера круглогодочного приготовления приточного наружного воздуха:

1 - воздушный многостворчатый клапан; 2 - фильтр; 3 - теплоотдающий теплообменник установки утилизации тепла вытяжного воздуха с насосной циркуляцией антифриза; 4 - калорифер с узлом регулирования; 5 - воздухоохладитель с узлом регулирования; 6 - блок адиабатного увлажнения; 7 - приточный вентилятор; 8 - приточные воздуховоды к местным вентиляторным агрегатам; 9 - датчик контроля температуры приготовленного воздуха по мокрому термометру $t_{ох,м}$; 10 - микропроцессорный регулятор

параметров, контролируемых датчиком 9 температуры по мокрому термометру $t_{ох,м} = \text{const}$.

В теплый период года к воздухоохладителю 5 подается холодная вода G_{wx} с температурой t_{wx} . Циркуляционный насос узла регулирования воздухоохладителя 5 обеспечивает постоянный расход воды G_w . Скорость ее при протекании через трубки воздухоохладителя 5 в режимах охлаждения рекомендуется принимать 0,6–0,8 м/с, что соответствует развитому турбулентному течению и обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи [3]. Регулирование холодопроизводительности воздухоохладителя 5 осуществляется по команде датчика 9, воздействующего через регулятор 10 на исполнительный механизм на трубопроводе возврата воды на холодильную станцию $G_{w,об.х}$. Изменением соотношения G_{wx} и $G_{w,об.х}$ достигается изменение температуры воды G_w , подаваемой насосом в воздухоохладитель. Для экономии электроэнергии на привод циркуляционных насосов при переменном расходе воды рекомендуется применение насосов с электронным изменением частоты вращения приводного электродвигателя.

В переходный период года для нагрева приточного наружного воздуха достаточно теплоты вытяжного воздуха, утилизируемой в теплообменнике 3, в который циркуляционным насосом с электронным регулированием частоты вращения подается отепленный антифриз $G_{аф}$ с температурой $t_{аф} = 5^\circ\text{C}$. Регулирование тепловой нагрузки на теплоотдающий теплообменник 3 установки утилизации осуществляется по команде датчика 9 через регулятор 10 воздействием на электронный регулятор частоты вращения приводного электродвигателя насоса циркуляции антифриза. Одновременно датчик 9 через регулятор 10 включает электродвигатель вращения ротора дискового увлажнителя для адиабатного увлажнения воздуха в блоке 6.

Зимой при низких температурах наружного воздуха недостаточно теплоты вытяжного воздуха, утилизируемой в теплообменнике 3, для подогрева приточного наружного воздуха до температуры, соответствующей постоянной энтальпии $I_{ох}$. Датчик 9 через регулятор 10 подает команду на пуск циркуляционного насоса калорифера 4. Расход воды через калорифер 4 благодаря работе циркуляционного насоса постоянен. Скорость воды не ниже 0,12 м/с, что соответствует границе развитого турбулентного течения горячей воды [3] и рекомендуется для предохранения от замерзания воды в калорифере [4].

Из приведенного описания работы центрального кондиционера следует, что обеспечение энергетически эффективных режимов круглогодочного приготовления приточного наружного воздуха достигается утилизацией теплоты вытяжного воздуха и применением циркуляционных насосов с регулируемой частотой вращения. Приготовленный приточный наружный воздух приточным вентилятором 7 по воздуховодам 8 подводится к камерам смешения местных охлаждающих вентиляторных агрегатов.

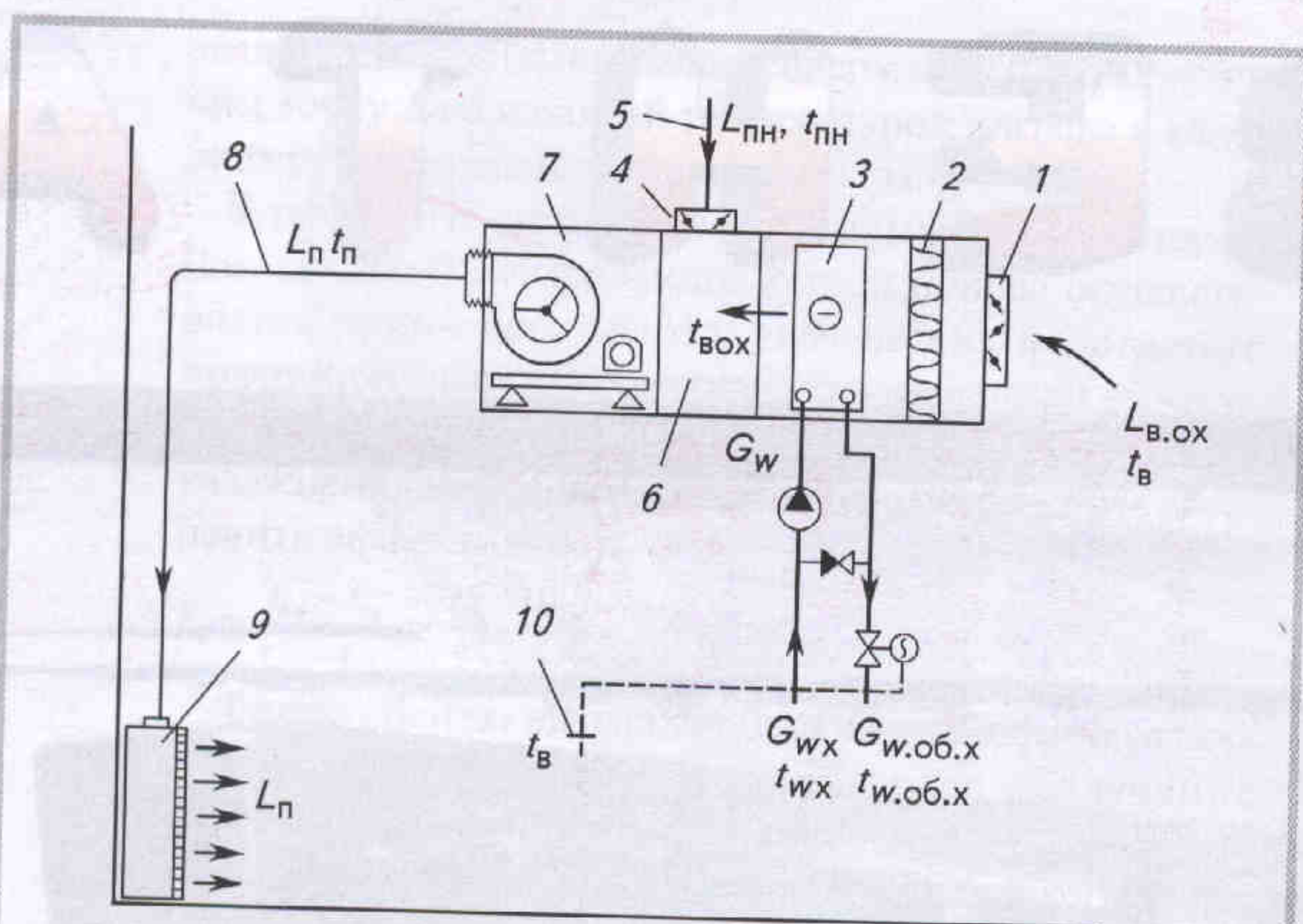


Рис. 3. Принципиальная схема местного вентиляторного агрегата в цехе для поддержания требуемой температуры внутреннего воздуха t_v в нескольких технологических зонах:

1 — воздушный клапан с ручным приводом наладочного регулирования поступления внутреннего воздуха $L_{в.ох}$; 2 — фильтр; 3 — воздухоохладитель с узлом регулирования; 4 — воздушный клапан с ручным приводом наладочного регулирования поступления от центрального кондиционера расхода $L_{пн}$; 5 — приточный воздуховод от центрального кондиционера (см. рис. 2); 6 — камера смешения; 7 — приточный вентилятор; 8 — местный приточный воздуховод; 9 — ламинарный воздухораспределитель подачи приточного воздуха L_p в рабочую зону; 10 — датчик контроля температуры воздуха t_v в рабочей зоне

На рис. 3 представлена принципиальная схема местного вентиляторного агрегата, устанавливаемого в обслуживаемом помещении на стенах и колоннах. Число местных вентиляторных агрегатов в цехе определяется числом зон в помещении, где по технологии производства изменяется тепловой режим, но сохраняется возможность поддержания требуемой температуры воздуха t_v в каждой зоне. Суммарная производительность по приточному воздуху всех примененных местных вентиляторных агрегатов должна соответствовать расчетному значению суммы потоков наружного приточного и внутреннего воздуха:

$$L_{пн} + L_{в.ох} = L_{п}.$$

Внутренний воздух $L_{в.ох}$ через регулировочные клапаны 1 поступает в агрегат, проходит очистку в фильтре 2 и охлаждается при постоянном влагосодержании (см. построение на рис. 1) в воздухоохладителе 3, в трубки которого циркуляционным насосом постоянно подается холодная вода $G_{вх}$.

В трубках воздухоохладителя 3 обеспечивается скорость воды 0,6...0,8 м/с, отвечающая началу развитого турбулентного течения жидкости с высокими коэффициентами теплопередачи [3]. Поступление к циркуляционному насосу охлажденной воды $G_{вх}$ с температурой $t_{вх}$ регулируется автоматическим клапаном, управляемым датчиком 10 контроля температуры воздуха в рабочей зоне t_v .

Охлажденный внутренний воздух с температурой $t_{в.ох}$

смешивается в камере 6 с приготовленным в центральном кондиционере (см. рис. 2) приточным наружным воздухом $L_{пн}$ с постоянной температурой $t_{пн}$, поступающим по воздуховоду 5 через воздушный многостворчатый регулировочный клапан 4. Приточный вентилятор 7 по короткому приточному воздуховоду 8 подает смесь приточного воздуха L_p в ламинарный воздухораспределитель 9, который обеспечивает воздухораспределение по методу затопления рабочей зоны (вытеснительная вентиляция).

Необходимо отметить, что рассматриваемая местно-центральная СКВ по сравнению с традиционными центральными СКВ не только имеет энергетические преимущества [2], но и обеспечивает снижение капитальных затрат. Так, в работе [5] проведено сравнение традиционной центральной СКВ с переменным расходом приточного и вытяжного воздуха (VAV system) с местно-центральной СКВ при подаче от центрального кондиционера санитарной нормы приточного наружного воздуха и применении в помещениях потолочных охлаждающих панелей, холодопроизводительность которых регулируется в зависимости от показателей датчика контроля температуры воздуха в рабочей зоне помещения t_v .

Производительность по приточному и вытяжному воздуху в традиционной центральной СКВ [1] в 5,4 раза выше, чем у рассмотренной местно-центральной СКВ. Транспортирование и тепловая подготовка больших количеств приточного воздуха соответственно требуют больших затрат энергии. Стоимость сооружения традиционных центральных СКВ будет значительно выше стоимости предлагаемой местно-центральной СКВ.

В работе [5] показано, что наибольшая доля стоимости традиционной центральной СКВ приходится на сооружение приточных и вытяжных воздуховодов. Удельная стоимость воздуховодов центральной СКВ 43 долл./м² площади здания. В местно-центральной СКВ удельная стоимость сооружения воздуховодов 11 долл./м².

Таким образом, местно-центральные СКВ имеют значительные энергетические и экономические преимущества над традиционными центральными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баркалов Б.В., Карнис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1982.
2. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). — М.: Проспект, 1999.
3. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978.
4. СНиП 2.04.05—91*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: ГУП ЦПП, 1998.
5. Mumma S.A. Ceiling Panel Cooling Systems. ASHRAE Journal, November, 2001.