

Канд. техн. наук **В.В.ШИШОВ**,
канд. техн. наук **А.С.НИКИШИН**,
А.Ю.МИХАЙЛОВ,
Д.И.РАКИТИН,
МГТУ им. Баумана

Использование канальных кондиционеров в различные сезоны года

В последнее время среди кондиционеров средней мощности (около 20 кВт) широкое применение находят канальные кондиционеры. Это связано в первую очередь с тем, что они могут осуществлять забор свежего воздуха с улицы, позволяя хотя бы частично решать проблему вентиляции и охлаждать помещения наружным воздухом, если его температура ниже требуемой температуры в помещении. С другой стороны, при вентилировании помещения в жаркий период, когда температура на улице достигает 35°C , холодопроизводительности машины может не хватить для снятия тепловой нагрузки с помещения и приточного воздуха. В связи с этим была сделана попытка установить оптимальный расход наружного воздуха в зависимости от его температуры и влажности.

Расчет проводили для канального кондиционера модели S2370P фирмы Airwell. Зависимость его холодопроизводительности от температуры наружного воздуха при номинальном расходе представлена на рис. 1. В диапазоне температур $+15...-10^{\circ}\text{C}$ работает «всесезонная» система, которая поддерживает давление конденсации на постоянном уровне с помощью вентиляторов наружного блока.

При расчете были приняты следующие допущения:

- суммарные тепловыделения от помещения постоянны;
- температура воздуха на выходе из помещения 27°C , относительная влажность 50 %;
- температура воздуха на входе в помещение 17°C (по [1]).

Наружный воздух нагнетается канальным вентилятором в камеру, где он смешивается с воздухом из помеще-

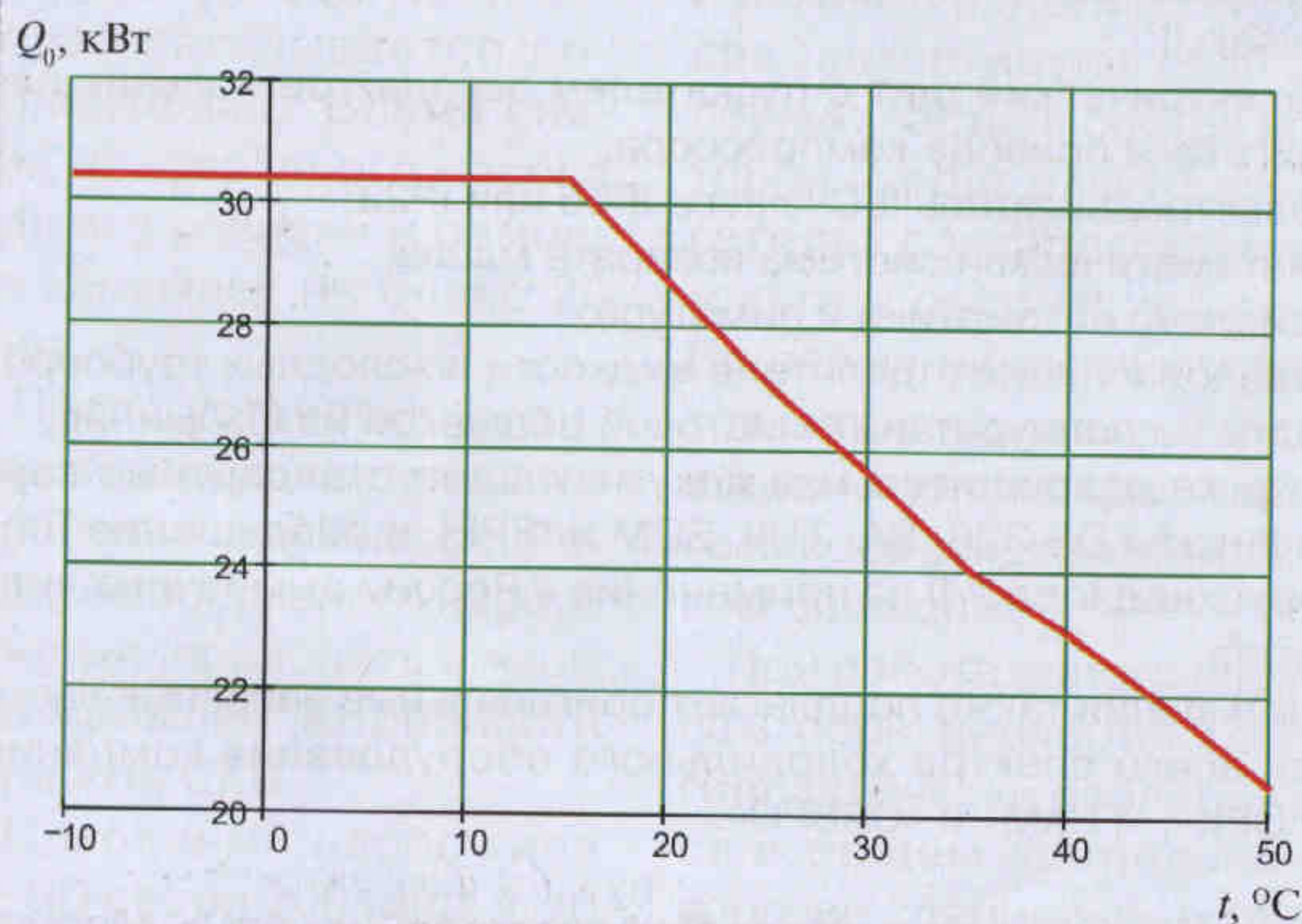


Рис. 1. Зависимость холодопроизводительности кондиционера от температуры наружного воздуха

A method for the determination of necessary quantity of external air for ensuring optimum conditions into the rooms when using a duct air conditioner are considered for different seasons of year. It is shown, that in winter rooms can be cooled only by cool external air blowing by means of internal block ventilator.

ния. Затем весь воздух идет в воздухоохладитель, проходит тепловую обработку, после чего попадает в помещение (рис. 2).

Процесс смешения должен происходить таким образом, чтобы в камере смешения 2 не было выпадения влаги, так как образовавшиеся капли будут ухудшать работу испарителя и их придется удалять через дополнительную дренажную систему. Зимой возможно образование мелких ледяных частиц (ледяной туман), которые могут повредить теплообменник внутреннего блока. Поэтому зимой температура воздуха после камеры смешения не должна быть ниже 20°C . В летний период при высоких значениях температуры и расхода наружного воздуха холодопроизводительности кондиционера может не хватить для снятия тепловой нагрузки.

Расчет начинается с определения параметров воздуха

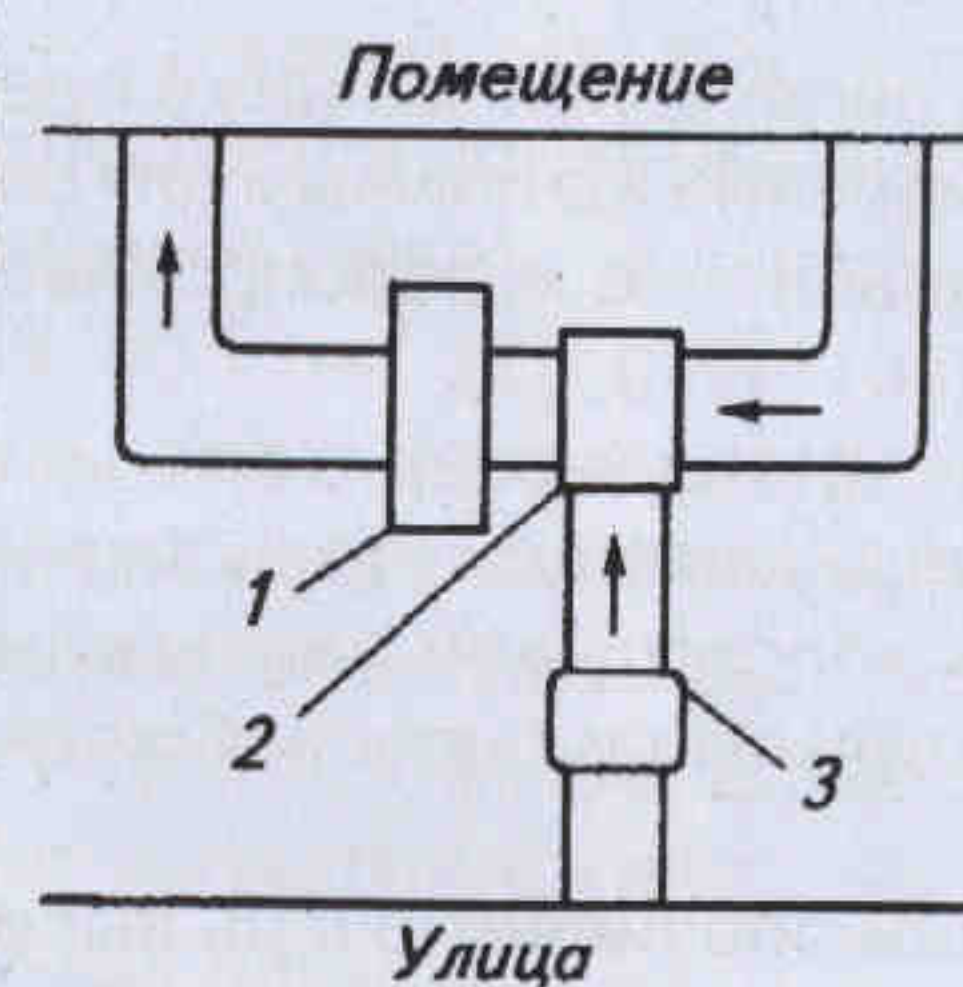


Рис. 2. Схема подачи воздуха:
1 – внутренний блок (теплообменник и вентилятор);
2 – камера смешения;
3 – канальный вентилятор

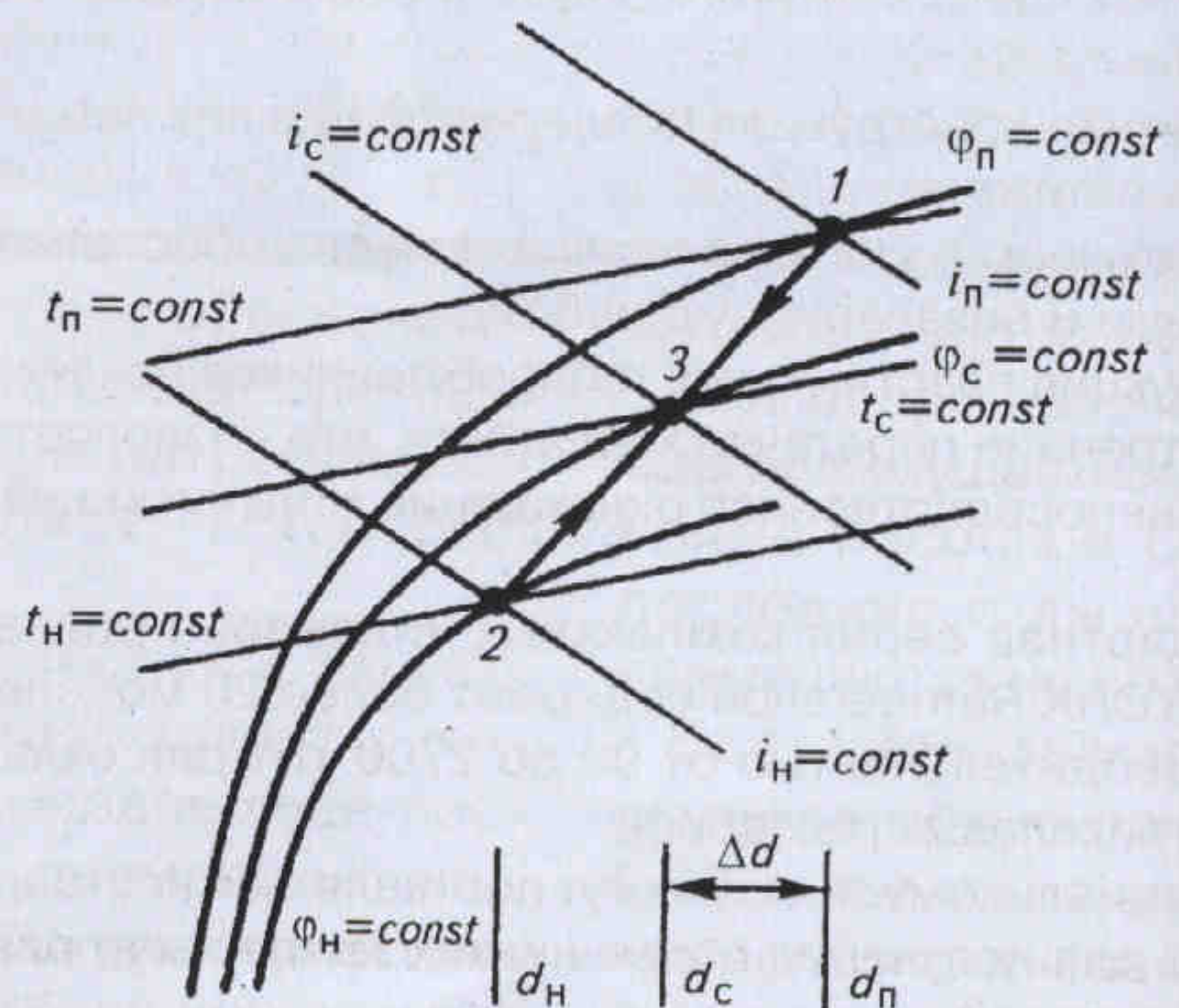


Рис. 3. Процесс смешения воздуха в камере смешения на диаграмме Рамзина

диагра
ратура
 t_n . Тем
ветств
на пря
смеше
смеше
расчет

Пара
форму
 $i_c =$
 $d_c =$
где i
 d_c, d_n
 M_c, M_n
духа п
ха из п
Расхо
расход
щего ра
симост
Диап
ным ст
области
Опре
аграмм
из внут
влажнос
буемую
Обыч
ки рос
ре кипе
каты в д

Показате
Диапазо
Диапазо



Рис. 4. Зависимость параметров воздуха на выходе из кондиционера от температуры наружного воздуха

диаграмме Рамзина для камеры смешения (рис. 3). Температура наружного воздуха, соответствующая точке 2, равна t_n . Температура воздуха, забираемого из помещения, соответствующая точке 1, равна t_p . Смесь (точка 3) находится на прямой, соединяющей точки 1 и 2. Температура точки смешения t_c – это температура выхода воздуха из камеры смешения, которая будет использоваться в дальнейшем для расчета испарителя кондиционера.

Параметры воздуха в камере смешения определяют по формулам:

$$i_c = (M_n i_n + M_p i_p) / (M_n + M_p); \quad (1)$$

$$d_c = (M_n d_n + M_p d_p) / (M_n + M_p), \quad (2)$$

где i_c, i_n, i_p – энтальпия, кДж/кг;

d_c, d_n, d_p – влагосодержание, г/кг;

M_c, M_n, M_p – объемный расход, м³/ч, соответственно воздуха после камеры смешения, наружного воздуха и воздуха из помещения.

Расход воздуха через внутренний блок составляет 3000 м³/ч, расход наружного воздуха может колебаться от 10 до 70 % общего расхода. Параметры воздуха на улице изменяются в зависимости от времени года (см. таблицу).

Диапазон температур за сезон определяли по обобщенным статистическим данным для Москвы и Московской области (сайт www.adv.ru).

Определив параметры воздуха в камере смешения, по диаграмме влажного воздуха получали параметры на выходе из внутреннего блока кондиционера и после нахождения влажности воздуха на входе в помещение рассчитывали требуемую холодопроизводительность.

Обычно температура поверхности испарителя ниже точки росы (влажный испаритель), т.е. она близка к температуре кипения хладагента. Процесс охлаждения может протекать в двух вариантах:

Показатель	Зима	Лето	Весна-осень
Диапазон температур, °C	0...20	25...35	5...20
Диапазон влагосодержания, %	70...90	60...85	60...90

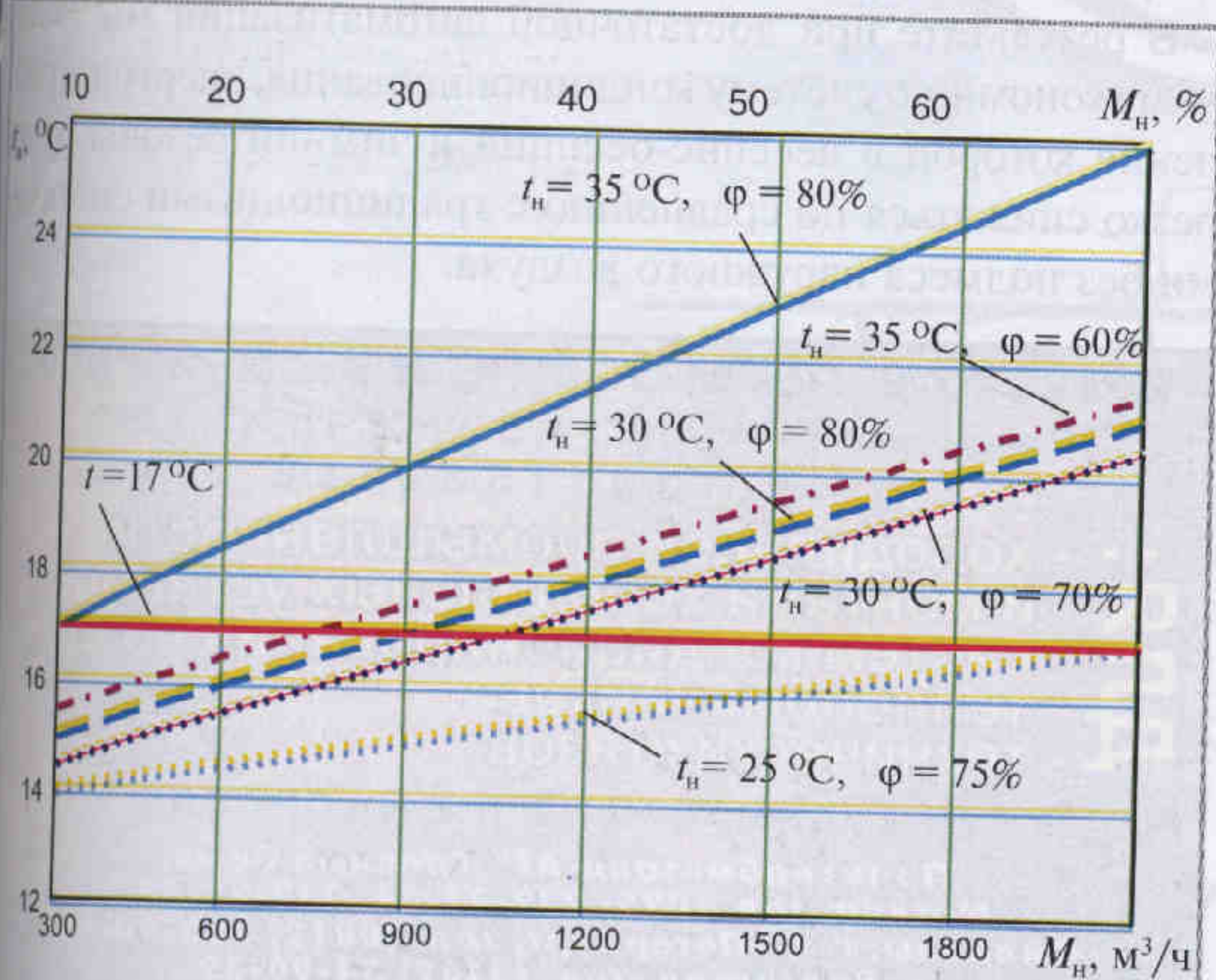


Рис. 4. Зависимость требуемой температуры воздуха на выходе из кондиционера t_c от расхода наружного воздуха при различных значениях температуры и относительной влажности (для летнего периода)

- без конденсации влаги из воздуха;
- с выпадением конденсата на поверхности испарителя из воздуха.

Было сделано допущение, что тепловая нагрузка от помещения и холодопроизводительность кондиционера при данных температурных условиях постоянны, следовательно, при изменении расхода наружного воздуха будут меняться только параметры воздуха на выходе из испарителя. Следует рассматривать значения расхода наружного воздуха, при которых температура воздуха на входе в помещение будет не выше 17 °C (для примера рассмотрим расход воздуха, при котором температура на входе в помещение будет 15 и 12 °C).

Параметры воздуха на выходе из испарителя рассчитывали следующим образом:

По формуле (3) определяли энтальпию воздуха i_b на выходе из кондиционера. Значение холодопроизводительности кондиционера Q_0 находили по графику на рис.1.

$$Q_0 = G(i_c - i_b), \quad (3)$$

где i_c, i_b – энтальпия воздуха на выходе из камеры смешения и на входе в помещение, кДж/кг;

G – массовый расход воздуха через внутренний блок, кг/с;

$$G = (M_c / 3600) \rho, \quad (4)$$

$$\rho = [(1 + d_b 10^{-3}) 10^5] / [(273,1 + d_b 10^{-3} \cdot 461,5)(t_b + 273)], \quad (5)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

d_b – влагосодержание воздуха, г/кг;

t_b – температура воздуха, °C;

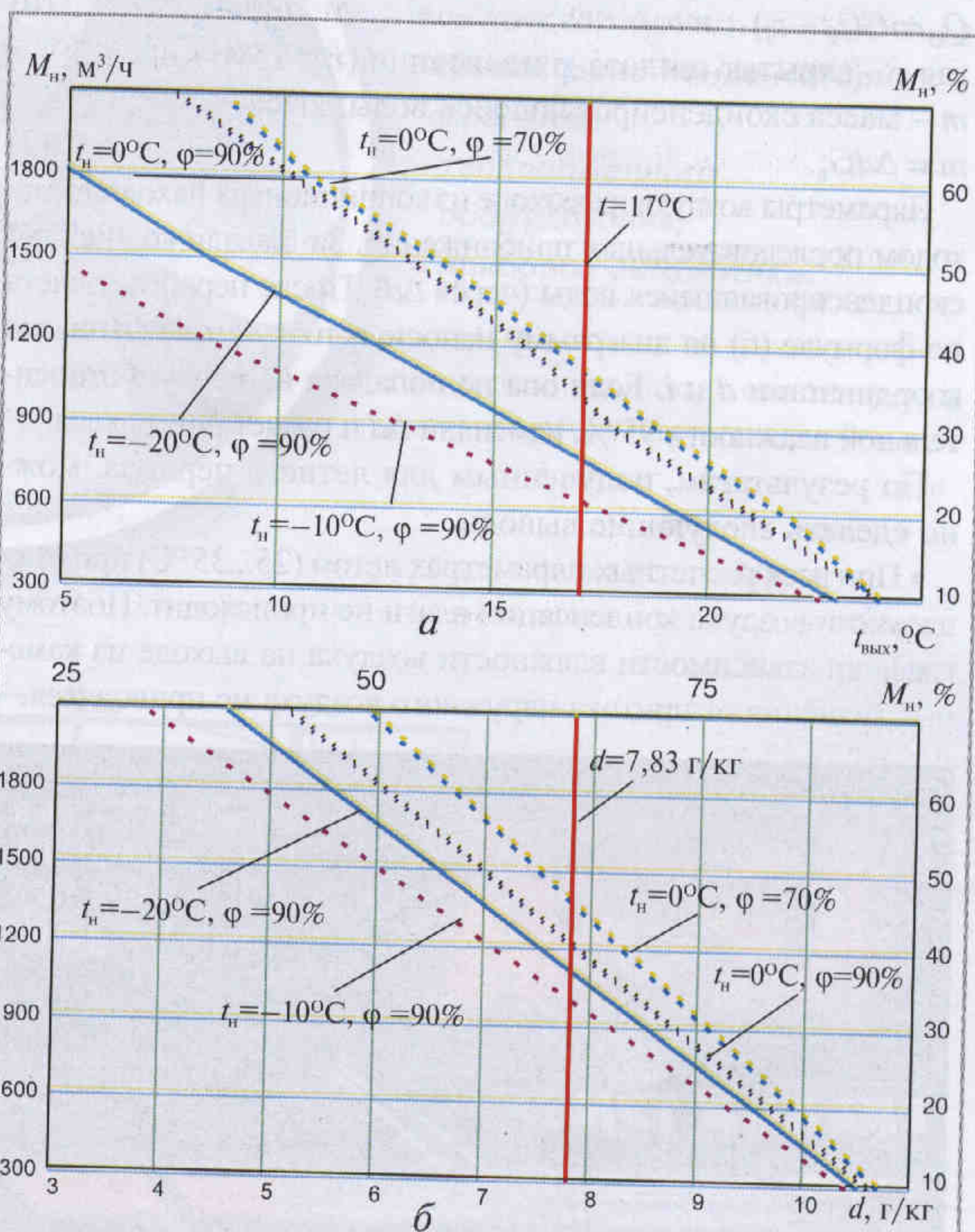


Рис. 5. Зависимость температуры (а) и относительной влажности воздуха (б) на выходе из камеры смешения от расхода наружного воздуха (для зимнего периода)

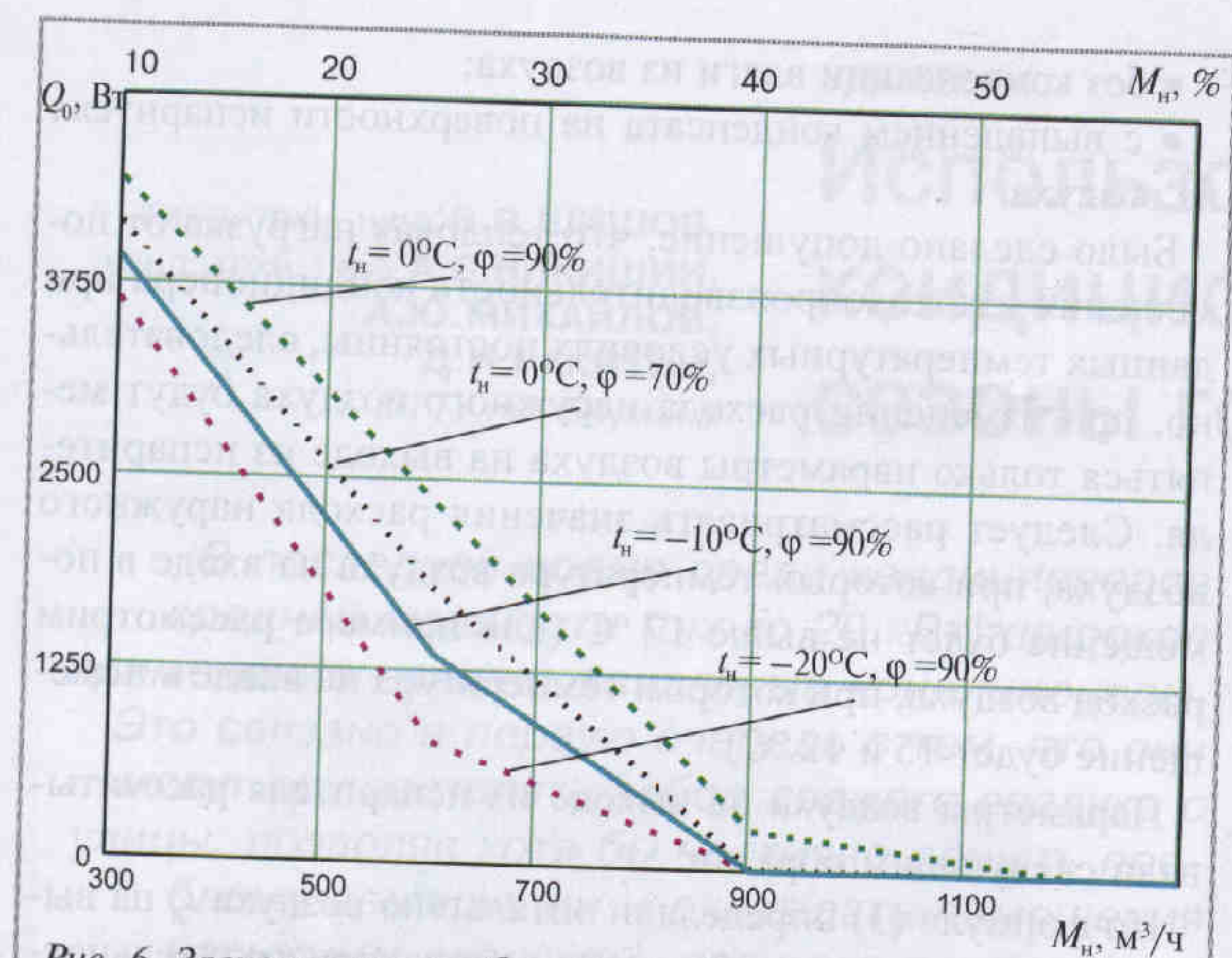


Рис. 6. Зависимости требуемой холодопроизводительности Q_0 от расхода наружного воздуха при различных значениях его температуры и относительной влажности в зимний период

Далее по диаграмме находили точку $i_{\phi=100\%}$, которая показывала, как идет процесс – с выпадением влаги или нет. Реально конденсация влаги начинается по достижении относительной влажности $\phi = 95 \dots 98 \%$.

При $i_b > i_{\phi=100\%}$ выпадения влаги из воздуха не происходит, расчет на этом заканчивается.

При $i_b < i_{\phi=100\%}$ происходит конденсация влаги из воздуха, для таких режимов заново рассчитывали i_b по формуле (6):

$$Q_0 = G(i_c - i_b) + mr, \quad (6)$$

где r – скрытая теплота конденсации ($r = 2500$ кДж/кг);

m – масса сконденсировавшейся воды, кг/с;

$$m = \Delta d G_b. \quad (7)$$

Параметры воздуха на выходе из кондиционера находили методом последовательных приближений. Задавали количество сконденсировавшейся воды (через Δd). После первого расчета по формуле (6) на диаграмму наносили точку с полученными координатами d и i . Если она не попадала на кривую относительной влажности 95 %, изменяли Δd и расчет повторялся.

По результатам, полученным для летнего периода, можно сделать следующие выводы.

- При всех расчетных параметрах летом (25...35 °C) при смешивании воздуха конденсации влаги не происходит. Поэтому графики зависимости влажности воздуха на выходе из камеры смешения от притока наружного воздуха не приводятся.

- При температурах воздуха выше 30 °C помещение следует вентилировать так, чтобы при подмесе наружного воздуха (рис. 4) температура его на выходе из кондиционера не превышала 17 °C, иначе возможно нарушение комфортного теплового режима в помещении. При температуре воздуха до 25 °C на вентиляцию не накладывается практически никаких ограничений.

Зимой подачу наружного воздуха ограничивают два фактора: температура воздуха после камеры смешения должна быть не ниже 20 °C и его относительная влажность не должна быть более 95 % в самой камере смешения, для того чтобы избежать конденсации влаги.

Влагосодержание на выходе желательно получить в пределах нормы (65–70 %).

Расчет для зимнего периода можно вести по тем же формулам (1)–(7). Зимой расход наружного воздуха должен быть таким, чтобы не требовалось дополнительного охлаждения помещения, т. е. оно полностью охлаждалось бы наружным воздухом. Результаты расчета представлены на рис. 5.

Для зимнего и весенне-осеннего периодов можно сделать обобщенный вывод.

- Если при смешении наружного воздуха с воздухом, подаваемым из помещения (рис. 5, 6), температура на выходе из камеры смешения не будет ниже 20 °C, то конденсации влаги в камере смешения происходить не будет. Практически это означает, что достаточно иметь датчик температуры на выходе из камеры смешения и контролировать температуру воздуха.

- При относительно небольших значениях подмеса холодного наружного воздуха можно осуществлять охлаждение помещения только за счет низкой температуры наружного воздуха. При этом у кондиционера работает только внутренний блок в режиме вентиляции. Это выгодно и с точки зрения энергосбережения, и с точки зрения продления срока службы компрессора, так как он не будет работать в холодный период года.

- Приведенные выше результаты расчетов можно считать рекомендательными для получения комфортных условий в помещении. Расход наружного воздуха можно регулировать дополнительной заслонкой либо изменением скорости вращения канального вентилятора.

В результате при достаточной автоматизации мы получим экономную систему кондиционирования, энергопотребление которой в весенне-осенний и зимний сезоны будет резко снижаться по сравнению с традиционными системами без подмеса наружного воздуха.

Типовая длина 1, 2, 3, 4, 5, 6 м
Макс. температура 120 °C
60 Вт/м, 220 В
Цена за 1 пог. м. 5 у.е.

ГИБКИЙ ТЭН

Томск, "РЕМХОЛОД"
тел. (3822) 65-83-85, факс (3822) 65-84-04
e-mail: rus@rus.tsk.ru
http://www.remholod.tomsk.ru

Стандарты ASTM B 280, DIN 8905, ISO 9002
Размеры: 1/4"; 3/8"; 1/2"; 5/8"; 3/4"; 7/8";
1 1/8"; 1 3/8"; 1 5/8"; 2 1/8"

ДЛЯ:

- холодильной промышленности и монтажа холодильных установок
- систем кондиционирования воздуха
- теплообменников
- технических газов

ПОСТОЯННОЕ НАЛИЧИЕ НА СКЛАДЕ.
"Промснабметалл-АГ" Главный офис:
Москва, тел. (095) 232-31-44, 232-31-48
Филиалы: г. С.-Петербург, тел. (0812) 320-60-65
г. Волгоград, тел. (8442) 34-90-39

МЕДНАЯ ТРУБА
ПРЯМЫЕ ПОСТАВКИ С ЗАВОДА "OUTOKUMPU" (ФИНЛЯНДИЯ)