

УДК

О.Д. САМАРИН, канд. техн. наук,
Московский государственный строительный университет

Выбор параметров внутреннего микроклимата при утилизации теплоты в системах вентиляции

Рассмотрена зависимость процессов в системах вентиляции от относительной влажности в помещении при использовании теплоутилизации с промежуточным теплоносителем. Даны рекомендации по выбору оптимальной относительной влажности.

Ключевые слова: энергопотребление, утилизация теплоты, относительная влажность, промежуточный теплоноситель, конденсация.

Как известно, проблема снижения энергопотребления при строительстве и эксплуатации зданий и инженерных систем является чрезвычайно актуальной. Особое значение она приобретает в настоящее время в связи с принятием Федерального закона № 261 от 23 ноября 2009 г. «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха уменьшить энергозатраты можно различными способами. В первую очередь необходимо рационально выбирать расчетные параметры внутреннего микроклимата, чтобы сократить до минимума расход теплоты и холода на обработку приточного воздуха. Поэтому для холодного периода года, когда речь идет в основном о подогреве и увлажнении притока, ГОСТ 30494–2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» предусматривает для основной части зданий пониженную относительную влажность ϕ_b . Ее оптимальный диапазон составляет 30–45% в отличие от теплого периода, когда возможно увеличение ϕ_b до 60%. Так получается потому, что именно на испарение воды в процессе повышения влагосодержания притока расходуется значительная часть общих теплотозатрат.

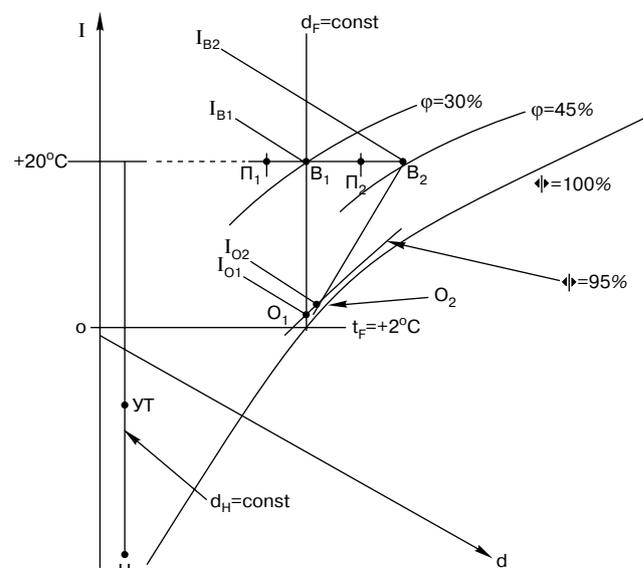
При рассмотрении активных средств снижения энергопотребления в первую очередь необходимо упомянуть утилизацию теплоты вытяжного воздуха для частичного подогрева притока с применением теплообменных аппаратов различных конструкций. Можно показать [1, 2], что наиболее малозатратной и быстрокупаемой при этом является схема с промежуточным теплоносителем. Заметим, что практически все виды теплоутилизаторов не позволяют передавать притоку влагу, поскольку теплообмен осуществляется через непроницаемую поверхность. Поэтому при необходимости доувлажнения оно осуществляется обычными способами, например в форсуночных камерах, сотовых или паровых увлажнителях, но в любом случае за счет теплоты внешнего источника – прямо или опосредованно. Последнее имеет место при адиабатном увлажнении, поскольку оно требует предварительного перегрева воздуха в калорифере.

Представляет интерес вопрос о выборе оптимальной величины ϕ_b при использовании теплоутилизации по схеме с промежуточным теплоносителем. На рисунке приведено изо-

бражение соответствующих процессов обработки воздуха в I–d-диаграмме. При этом сделаны следующие допущения:

- принято, что точка У, показывающая состояние уходящего из помещения воздуха, совпадает с точкой состояния внутреннего воздуха в помещении В, поскольку рассматривается перемешивающая вентиляция;
- процесс изменения состояния воздуха в помещении является изотермическим, поскольку предполагается, что отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами и, следовательно, снижают свою теплоотдачу по мере появления теплоступлений, так что избытки явной теплоты равны нулю;
- пренебрегаем незначительным повышением температуры притока в вентиляторе.

Остальные обозначения имеют следующий смысл: точка Н – наружный воздух; УТ – подогретый в калорифере-утилизаторе; П – приточный; О – охлажденный в охладителе-утилизаторе. Процесс увлажнения притока показан условно в виде изотермы, продолжающей процесс в помещении, поскольку для расчета суммарных затрат теплоты и влаги име-



Изображение процессов обработки воздуха в I–d-диаграмме при теплоутилизации с промежуточным теплоносителем

ют значение только начальное и конечное состояния воздуха, но не конкретный путь, соединяющий соответствующие точки.

Легко показать, что при температуре внутреннего воздуха $t_{в}=+20^{\circ}\text{C}$ значение $\phi_{в}=30\%$ является максимально возможным, при котором процесс охлаждения вытяжного воздуха в охладителе-утилизаторе при допустимой из условия необмерзания температуре поверхности теплообмена $t_{ф}=+2^{\circ}\text{C}$ протекает еще без изменения влагосодержания, т. е. без конденсации водяных паров. При $\phi_{в}>30\%$ охлаждение происходит уже с осушкой. С одной стороны, тогда должно утилизироваться большее количество теплоты за счет добавления теплоты конденсации. Но одновременно возрастают теплотраты на увлажнение притока, так как вслед за ростом $\phi_{в}$ и соответственно влагосодержания внутреннего воздуха $d_{в}$ на такую же величину увеличивается и требуемое влагосодержание притока $d_{п}$. В самом деле, в этом случае при одних и тех же влагопоступлениях в помещение $M_{в}$, г/ч, и воздухообмене $G_{п}$, кг/ч, разность $d_{в}-d_{п}$, равная, как известно, отношению $M_{в}/G_{п}$, тоже будет постоянной. В частности, если считать, что влаговыведения связаны с наличием в помещении людей, а вентиляция обеспечивает санитарную норму наружного воздуха, эта разность всегда будет равна примерно $75/(60 \cdot 1,2)=1,05$ г/кг, где 75 г/ч – удельные поступления влаги от одного человека при $t_{в}=+20^{\circ}\text{C}$ и легкой работе (Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. / Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. М.: Стройиздат, 1992. 320 с.); 60 м³/ч – объемный расход наружного воздуха на одного человека при его постоянном пребывании в помещении общественного здания по СНиП 41-01–2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»; 1,2 кг/м³ – плотность воздуха.

Сделаем еще одно допущение о равенстве расходов приточного и уходящего воздуха. Это является наиболее оптимальным решением с точки зрения температурной эффективности теплоутилизатора [3, 4], и к такому соотношению необходимо стремиться, хотя и не всегда оказывается возможным по техническим соображениям. В таблице показаны результаты определения параметров основных точек процесса обработки воздуха, полученные с помощью I-d-диаграммы и аналитических формул.

Энтальпию наружного воздуха для расчетных условий холодного периода года в соответствии со СНиП 23-01–99* «Строительная климатология» можно принять равной -27,3 кДж/кг. Тогда удельный расход теплоты $q_{уд}$, Вт на окончательный догрев и доувлажнение притока при его расходе 1 кг/ч, можно вычислить по выражению:

$$q_{уд} = (I_{п} - I_{н} - I_{в} + I_{о})/3,6.$$

Соответствующие значения приведены в последней колонке таблицы.

С ростом $\phi_{в}$ суммарные энергозатраты на обработку приточного воздуха практически остаются неизменными или даже несколько увеличиваются, хотя это увеличение очень незначительно и может объясняться погрешностью построения и расчета. В любом случае оказывается, что при повышении $\phi_{в}$ дополнительно утилизируемая теплота за счет конденсации водяных паров не может компенсировать повышенную потребность в энергии на испарение влаги в приточной установке. Это связано в основном с тем, что точка О, показывающая состояние воздуха за теплоизвлекающей секцией, при рассматриваемом способе

Параметры состояния влажного воздуха для основных точек на рисунке				
$\phi_{в}$, %	$I_{в}$, кДж/кг	$I_{о}$, кДж/кг при $\phi_{о}=95\%$	$I_{п}$, кДж/кг	$q_{уд}$, Вт/(кг/ч)
30	31,2	13,9	28,6	38,6
35	33	14	30,4	38,7
40	34,8	14,1	32,2	38,8
45	36,7	14,2	34,1	38,9

утилизации практически фиксирована исходя из условия незамерзания конденсата.

Таким образом, при использовании утилизации теплоты вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем в холодный период года целесообразно принимать относительную влажность внутреннего воздуха 30%, т. е. на минимальном уровне из оптимального диапазона. При этом более высокое значение $\phi_{в}$ не приводит к сокращению энергопотребления, но ухудшает условия работы вытяжной установки за счет появления конденсата. Следовательно, рекомендации [3], касающиеся главным образом систем кондиционирования воздуха без теплоутилизации, справедливы и в данном случае.

Список литературы

1. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. М.: АСВ, 2011. 296 с.
2. Самарин О.Д. Энергетический баланс гражданских зданий и возможные направления энергосбережения // Жилищное строительство. 2012. № 8. С. 2–4.
3. Miseviciute V., Martinaitis V. Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season. // Pap. of 8th conf. of VGTU «Environmental engineering». 2011. Vol. 2. Pp. 781–787.
4. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат, 2006. 640 с.

**14-17
МАЯ
2013
КРАСНОЯРСК**




ВЫСТАВКА

- СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ОТДЕЛОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ
- МАЛОЭТАЖНОЕ ДОМОСТРОЕНИЕ
- ЖКХ И ЭКОЛОГИЯ

МВДЦ «СИБИРЬ» г. Красноярск, ул. Авиаторов, 19,
тел.: (391) 22-88-611 (круглосуточно) www.krasfair.ru

Организатор – ВК «Красноярская ярмарка»
Официальная поддержка:

