



Обоснование применения энтальпийных утилизаторов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха

Рецензия эксперта на статью получена 09.04.2019 [Expert review of the article was received on April 9, 2018].

Одной из основных целей государственной программы Российской Федерации «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности» является уменьшение энергопотребления и более рациональное использование энергоресурсов. Одна из мер по повышению энергоэффективности в системах вентиляции и кондиционирования воздуха — это использование теплоты удаляемого воздуха для предварительного подогрева притока. Для решения этой задачи существуют различные устройства, называемые теплоутилизаторами (ГОСТ 22270–76 «Оборудование для кондиционирования воздуха, вентиляции и отопления. Термины и определения»).

Существует несколько наиболее известных и широко применяемых типов таких аппаратов [1]: регенеративные, рекуперативные и утилизаторы теплоты с промежуточным теплоносителем.

Различные вопросы применения подобного оборудования, как в отношении его конструкции, так и расчёта энергетических и технико-экономических показателей установок и выявления целесооб-

разной области их применения, а также ряд смежных аспектов энергосбережения в процессе климатизации помещений рассматривались в ряде отечественных и зарубежных публикаций, в том числе [2–9]. Однако общим недостатком таких теплообменников является то, что в данных утилизаторах мы возвращаем приточному воздуху только явную теплоту.

Одна из мер по повышению энергоэффективности в системах вентиляции и кондиционирования воздуха — это использование теплоты удаляемого воздуха для предварительного подогрева притока. Для решения этой задачи существуют устройства, называемые теплоутилизаторами. Существует несколько наиболее известных и широко применяемых типов таких аппаратов [1]: регенеративные, рекуперативные и утилизаторы теплоты с промежуточным теплоносителем

УДК 697.001:628.8. Научная специальность: 05.23.03.

Обоснование применения энтальпийных утилизаторов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха

Олег Д. Самарин, к.т.н., доцент, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); **Мария С. Аншакова**, ведущий инженер-проектировщик ОВиК, ООО «Проектное бюро «Апенкс»

Рассмотрены существующие способы утилизации теплоты и влаги удаляемого воздуха в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских зданий. Отмечены основные недостатки типовых схем утилизации с применением поверхностных теплообменников, не позволяющих передавать притоку влагу. Выполнено построение процессов обработки притока на *i-d*-диаграмме и произведён расчёт параметров основных точек данных процессов для трёх вариантов устройства утилизации с использованием оборудования различных типов. Рассчитаны фактические значения коэффициентов температурной и влажностной эффективности утилизаторов для каждой из трёх сравниваемых схем. Определены основные энергетические показатели данных схем и выявлен наиболее энергоэффективный способ утилизации теплоты и влаги удаляемого воздуха с применением энтальпийных утилизаторов. Изложение проиллюстрировано графическими и числовыми примерами.

Ключевые слова: энергосбережение, утилизация теплоты, утилизация влаги, вентиляция, кондиционирование, энтальпийные утилизаторы, приточный воздух.

UDC 697.001:628.8. The number of scientific speciality: 05.23.03.

The rationale for the use of enthalpy heat recovery in ventilation and air-conditioning systems

Oleg D. Samarin, PhD, Associate Professor, National Research University Moscow State of Civil Engineering (NRU MGSU); **Maria S. Anshakova**, leading engineer-designer of HVAC, "Project office "Apex", LLC

The existing methods of utilization of heat and moisture of the removed air in systems of mechanical ventilation and air conditioning of civil buildings are considered. The main drawbacks of typical recycling schemes with the use of surface heat exchangers, which do not allow to transfer moisture to the inflow, are noted. The construction of the processes of processing the inflow on the *i-d*-diagram and the calculation of the parameters of the main points of these processes for the three variants of the recycling device using equipment of various types. Actual values of coefficients of temperature and humidity efficiency of utilizers for each of three compared schemes are calculated. The main energy indicators of these schemes are determined and the most energy-efficient way of heat and moisture utilization of the removed air with the use of enthalpy reclaimers is revealed. The presentation is illustrated by graphic and numerical examples.

Key words: energy saving, heat recovery, moisture recovery, ventilation, air conditioning, enthalpy recovery units, inflow air.



В то же время России в холодный период года, как правило, встаёт вопрос увлажнения притока. Использование для этой цели контактных и паровых увлажнителей является весьма неэкономичным, трудоёмким и требующим постоянного обслуживания таких устройств. Поэтому возникает необходимость возвращать в помещение и скрытую теплоту уходящего воздуха.

Рассмотрим влажностное состояние воздуха в помещении на примере климатических условий города Москвы в холодный период года. При расчётной температуре наружного воздуха $t_{н5} = -25^\circ\text{C}$, соответствующей наиболее холодной пятидневке обеспеченностью 0,92 по требованиям СП 131.13330.2012 «Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* «Строительная климатология» с Изменениями №1, 2 (далее СП 131), его максимальное влагосодержание d_n составляет около 0,3 г/кг для значения относительной влажности $\varphi_n = 82\%$. Попадая в помещение, этот воздух нагревается примерно до $+20^\circ\text{C}$, и относительная влажность такого воздуха становится равной 2%, что совершенно недостаточно.

Вдыхание такого воздуха будет приводить к пересушиванию носоглотки и ротовой полости человека, к постоянному раздражению верхних дыхательных путей и к развитию и обострению различных болезней — фарингита, бронхита, астмы [10]. Для комфортного пребывания людей в помещении в соответствии с ГОСТ 30494–2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» (далее ГОСТ 30494) необходимо поддерживать относительную влажность в пределах 30–60%.

На основании анализа последних исследований и публикаций, например, [11], можно сделать вывод, что весьма эффективным решением по увлажнению воздуха в помещениях с постоянным пребыванием людей является применение энтальпийных утилизаторов, которые переносят от вытяжного воздуха приточному как явную, так и скрытую теплоту.

В работе была рассмотрена обработка воздуха для офисного помещения, предназначенного для 25 человек в Москве в холодный период года, при расчётных параметрах наружного воздуха по СП 131 и внутреннего воздуха по ГОСТ 30494

Энтальпийные утилизаторы делятся на несколько типов:

1. Мембранные, в которых вместо металлической пластины используется полимерная мембрана, которая пропускает молекулы водяного пара из вытяжного (увлажнённого) воздуха и передаёт их приточному (сухому). Смещения вытяжного и приточного потоков в рекуператоре при этом не происходит, так как влага пропускается через мембрану посредством диффузии.

2. Гигроскопические роторы, выполненные из тонких листов алюминия, прошедших специальную обработку, в результате которой их поверхность стала гигроскопичной. Это означает, что поверхность может адсорбировать и десорбировать большое количество молекул воды. Проходя через поток с высокой влажностью,

поверхность ротора адсорбирует молекулы воды, которые затем десорбируются в сухой воздух.

3. Сорбционные роторы, где в качестве материала для создания покрытия поверхностей для влаго- или теплообмена применяется синтетический наноцеолит, состоящий из частиц размером ≤ 1 мкм.

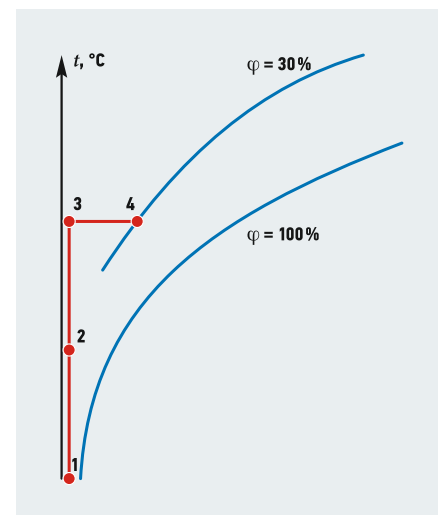
Поэтому целью предлагаемого исследования является анализ применяемых способов утилизации явной и скрытой теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции и кондиционирования и выбор наиболее энергоэффективного варианта. Для этого необходимо провести сравнение трёх видов утилизации теплоты и влаги с построением соответствующих процессов на i - d -диаграмме и определением технико-экономических показателей при одинаковых исходных данных, в результате чего можно определить наиболее оптимальное решение.

В работе была рассмотрена обработка воздуха для офисного помещения, предназначенного для 25 человек в городе Москве в холодный период года, при расчётных параметрах наружного воздуха по СП 131 ($t_{н5} = -25^\circ\text{C}$ и $\varphi_n = 82\%$) и внутреннего воздуха по ГОСТ 30494 ($t_v = +20^\circ\text{C}$ и $\varphi_v = 30\%$).

Вариант 1. Процесс обработки воздуха в установке с пластинчатым рекуператором и с пароувлажителем

Параметры основных точек: 1 — наружный воздух по параметрам «Б» в холодный период года по СП 131; 2 — приточный воздух на выходе из утилизатора теплоты; 3 — то же, за калорифером; 4 — то же, на выходе из пароувлажнителя.

В пластинчатом рекуператоре воздух нагревается от $t_1 = t_{н5} = -25^\circ\text{C}$ примерно до $t_2 = -1,2^\circ\text{C}$; в калорифере соответственно от $-1,2$ до $+20^\circ\text{C}$.



❖ Процесс обработки воздуха в варианте №1



Тепловую мощность калорифера Q_k [Вт] в отсутствие теплоутилизации находим по формуле:

$$Q_k = \frac{L c_v \rho_v (t_v - t_{n5})}{3,6}, \quad (1)$$

где L — объёмный расход притока, составляющий в рассматриваемом примере $60 \times 25 = 1500$ м³/ч; ρ_v — плотность воздуха, которую можно принять в размере около 1,225 кг/м³; c_v — его удельная теплоёмкость, равная 1 кДж/(кг·К). Тогда $Q_k = 22970$ Вт. При использовании рекуператора вместо t_{n5} в выражении (1) нужно использовать t_2 , откуда получаем $Q_k = 10830$ Вт.

Следовательно, пластинчатый рекуператор уменьшил потребление тепловой энергии на величину:

$$22970 - 10830 = 12140 \text{ Вт.}$$

При этом коэффициент температурной эффективности (КПД) рекуператора рассчитывается по формуле:

$$\eta_T = \frac{t_2 - t_1}{t_y - t_1}, \quad (2)$$

где t_y — температура уходящего воздуха, °С. Принимая $t_y = t_v + 1,7^\circ\text{C} = +21,7^\circ\text{C}$, находим $\eta_T = 0,51$.

Линия 2–3 представляет собой процесс в паровом увлажнителе от $\varphi_n = 3\%$ до $\varphi_v = 30\%$, при этом влагосодержание воздуха увеличивается на $4,3 - 0,3 = 4$ г/кг, соответственно, расход воды на пароувлажнитель составит:

$$G_w = 4 \times 1500 \times 1,225/1000 = 7,35 \text{ кг/ч,}$$

а дополнительно потребляемая тепловая (фактически, электрическая) мощность будет равна:

$$Q = G_w r/3,6 = 7,35 \times 2490/3,6 = 5080 \text{ Вт.}$$

Здесь $r = 2490$ кДж/кг — удельная теплота парообразования для воды.

Вариант 2. Процесс обработки воздуха в установке с сорбционным ротором

Параметры основных точек: 1 — наружный воздух по параметрам «Б» в холодный период года по СП 131; 2 — приточный воздух на выходе из утилизатора теплоты; 3 — то же, за калорифером.

В сорбционном роторе наружный воздух нагревается от температуры $t_1 = t_{n5} =$

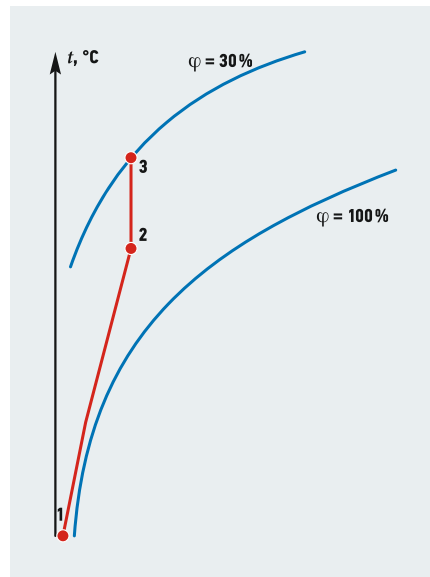
$= -25^\circ\text{C}$ до $t_2 = 11,1^\circ\text{C}$ и увлажняется с $\varphi_n = 3\%$ за счёт теплоты и влаги вытяжного воздуха таким образом, чтобы после калорифера φ_v составила 30%, аналогично первому варианту (см. построение на i - d -диаграмме). В калорифере приток догревается с $11,1^\circ\text{C}$ до $+20^\circ\text{C}$, как и в случае с пластинчатым рекуператором.

Мощность калорифера опять вычисляем по формуле (1) с использованием t_2 вместо t_{n5} , откуда $Q_k = 5050$ Вт, следовательно, сорбционный ротор уменьшил потребление тепловой энергии на величину $22970 - 5050 = 17920$ Вт. Так как утилизация в данном случае проходила уже по двум параметрам, то температурный КПД рекуператора рассчитываем по формуле (2), и дополнительно можно ввести КПД по влаге:

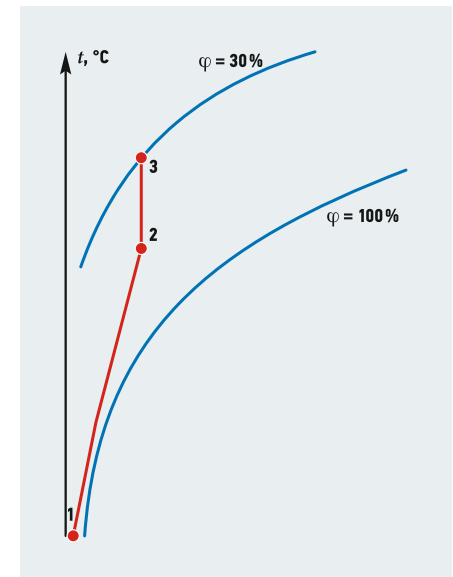
$$\eta_{вл} = \frac{d_2 - d_1}{d_y - d_1}, \quad (3)$$

где d_1 и d_2 — влагосодержание притока соответственно на входе в утилизатор и на выходе из него, г/кг; d_3 — влагосодержание воздуха, уходящего из помещения, г/кг.

При рассматриваемых условиях $d_1 = 0,3$ г/кг, $d_2 = 4,3$ г/кг (см. расчёт пароувлажнителя по первому варианту), $d_y = 8,0$ г/кг, то есть на 3,7 г/кг выше d_2 .



... Процесс обработки воздуха в варианте №2



... Процесс обработки воздуха в варианте №3

... Технические характеристики утилизаторов теплоты и влаги

табл. 1

Основные показатели	Пластинчатый рекуператор с пароувлажнителем	Сорбционный ротор	Мембранный утилизатор
Воздухопроизводительность, м ³ /ч	1500	1500	1500
Утилизация тепловой энергии, кВт	12,1	17,9	16,05
Температурный КПД рекуператора, %	51	80,2	70
Потребление тепловой энергии в калорифере, кВт	10,83	4,1	6,92
Влажностный КПД рекуператора	—	50	50
Потребление электрической энергии, кВт	5,08	—	—

Величина $1,875 \times 3600 / (1500 \times 1,225) = 3,7$ соответствует приращению влагосодержания в помещении при имеющихся влагопоступлениях ($0,075 \times 25 = 1,875$ кг/ч) и величине $L = 1500$ м³/ч. Отсюда получаем $\eta_T = 0,802$, $\eta_{вл} = 0,5$.

Вариант 3. Процесс обработки воздуха в установке с мембранным утилизатором

Параметры основных точек: 1 — наружный воздух по параметрам «Б» в холодный период года по СП 131; 2 — приточный воздух на выходе из утилизатора теплоты; 3 — то же, за калорифером.

В мембранном утилизаторе воздух нагревается от температуры $t_1 = t_{н5} = -25^\circ\text{C}$ до температуры $t_2 = 6,5^\circ\text{C}$ и увлажняется с $\varphi_n = 3\%$ до $\varphi_v = 30\%$ за счёт теплоты и влаги вытяжного воздуха, как и в случае с сорбционным ротором. В калорифере температура воздуха повышается с $6,5^\circ\text{C}$ до $+20^\circ\text{C}$, как и в предыдущих вариантах. Мощность калорифера по-прежнему рассчитываем по соотношению (1), получаем $Q_k = 6920$ Вт, следовательно, мембранный утилизатор уменьшил потребление тепловой энергии на величину $22970 - 6920 = 16050$ Вт.

Так как утилизация и здесь проходила по двум параметрам, то температурный КПД рекуператора по-прежнему определяем по формуле (2), а влажностный — по выражению (3), откуда находим $\eta_T = 0,7$, $\eta_{вл} = 0,5$.

Величина $\eta_{вл}$ получилась такой же, как в установке с сорбционным ротором, поскольку значение d_2 по построению совпадает с принятым в предыдущем случае.

Для наглядности основные энергетические показатели сравниваемых способов увлажнения притока сведены в табл. 1, из которой можно сделать вывод, что наиболее энергоэффективным вариантом является обработка воздуха с использованием сорбционного ротора.

Таким образом, рассмотренные схемы систем вентиляции и кондиционирования воздуха с применением энтальпийных утилизаторов позволяют не только снизить эксплуатационные расходы, но и уменьшить начальные капиталовложения в случае масштабной реконструкции или капитальной застройки. ●

1. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха. — М.: Евроклимат, 2006. 640 с.
 2. Королева Н.А., Фокин В.М., Тарабанов М.Г. Разработка рекомендаций по устройству энергоэффективных схем систем вентиляции и кондиционирования // Вестник ВолГАСУ. Серия: Строительство и архитектура, 2015. №41. С. 53–62.
 3. Королева Н.А., Фокин В.М. Применение систем кондиционирования воздуха с испарительным охлаждением в современных зданиях // Вестник ВолГАСУ: Строительство и архитектура, 2015. №39. С. 173–182.
 4. Кокорин О.Я., Балмазов М.В. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха // Журнал С.О.К., 2012. №11. С. 68–71.
 5. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy efficient renovations of a Moscow residential district. Sustainable Cities and Society. 2015. Vol. 14. No. 1. Pp. 5–15.
 6. Allan Hani, Teet-Andrus Koiv. Energy Consumption Monitoring Analysis for Residential, Educational and Public Buildings. Smart Grid and Renewable Energy. 2012. Vol. 3. No. 3. Pp. 231–238.
 7. Jedinák R. Energy Efficiency of Building Envelopes. Advanced Materials Research. Vol. 855. 2013. Pp. 39–42.
 8. De Rosa M., Bianco V., Scarpa F., Tagliafico L.A. Modelling of energy consumption in buildings: an assessment of static and dynamic models. Russian Journal of Construction Science and Technology. 2016. Vol. 2. No. 1. Pp. 12–24.
 9. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах // Жилищное строительство, 2018. №1–2. С. 43–45.
 10. Булгаков С.Н., Бондаренко В.М., Кувшинов Ю.Я. и др. Теория здания. Т. 1. Здание — оболочка. Научн. изд. — М.: Изд-во АСВ, 2007. 280 с.
 11. Шувалов Д.Г., Турков О.Ж., Кругликов Д.А., Султангузин И.А., Рудомазин В.В. Энергоэффективные системы вентиляции здания с рекуперацией тепла // Журнал С.О.К., 2018. №9. С. 80–86.
- References — see page 95.

The rationale for the use of enthalpy heat recovery in ventilation and air-conditioning systems. Pp. 54–57.

Oleg D. Samarin, PhD, Associate Professor, National Research University Moscow State of Civil Engineering (NRU MGSU); **Maria S. Anshakova**, leading engineer-designer of HVAC, "Project office "Apex", LLC

1. Belova E.M. *Central'nye sistemy kondicionirovaniya vozduha v zdaniyakh* [Central air conditioning systems in buildings]. Moscow. Evroklimate ["Euroclimate", LLC]. 2006. 640 p. [In Russian]
2. Koroleva N.A., Fokin V.M., Tarabanov M.G. *Razrabotka rekomendatsiy po ustroystvu jenergoeffektivnykh shem sistem ventilatsii i kondicionirovaniya* [Development of recommendations for the installation of energy-efficient schemes for ventilation and air conditioning systems]. *Vestnik VolGASU. Seriya: Stroitel'stvo i arhitektura* [Bulletin of Institute of Architecture and Civil Engineering of Volgograd State Technical University (IACE of VSTU). Series: Building and Architecture]. 2015. No. 41. Pp. 53–62. [In Russian]
3. Koroleva N.A., Fokin V.M. *Primenenie sistem kondicionirovaniya vozduha s isparitel'nyim ohlazhdeniem v sovremennykh zdaniyakh* [The use of evaporative cooling air conditioning systems in modern buildings]. *Vestnik VolGASU. Seriya: Stroitel'stvo i arhitektura* [Bulletin of Institute of Architecture and Civil Engineering of Volgograd State Technical University (IACE of VSTU). Series: Building and Architecture]. 2015. No. 39. Pp. 173–182. [In Russian]
4. Kokorin O.Ja., Balmazov M.V. *Jenergosberegajushhie sistemy kondicionirovaniya vozduha* [Energy-saving air conditioning systems]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie (S.O.K.)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2012. No. 11. Pp. 68–71. [In Russian]
5. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district. *Sustainable Cities and Society*. 2015. Vol. 14. No. 1. Pp. 5–15.
6. Allan Hani, Teet-Andrus Koiv. Energy Consumption Monitoring Analysis for Residential, Educational and Public Buildings. *Smart Grid and Renewable Energy*. 2012. Vol. 3. No. 3. Pp. 231–238.
7. Jedinák R. Energy Efficiency of Building Envelopes. *Advanced Materials Research*. Vol. 855. 2013. Pp. 39–42.
8. De Rosa M., Bianco V., Scarpa F., Tagliafico L.A. Modelling of energy consumption in buildings: an assessment of static and dynamic models. *Russian Journal of Construction Science and Technology*. 2016. Vol. 2. No. 1. Pp. 12–24.
9. Samarin O.D., Lushin K.I., Kirushok D.A. *Jenergosberegajushhaja shema obrabotki vozduha s kosvennym isparitel'nyim ohlazhdeniem v plastinchatykh rekuperatorah* [Energy-saving air handling circuit with indirect evaporative cooling in plate heat exchangers]. *Zhilishhnoe stroitel'stvo* ["Housing construction" Magazine]. 2018. No. 1–2. Pp. 43–45. [In Russian]
10. Bulgakov S.N., Bondarenko V.M., Kuvshinov Ju.Ja. et al. *Teorija zdaniya. T. 1. Zdanie — obolochka. Nauchn. izd.* [Theory of the building. Vol. 1. The building is a shell. Scientific publication]. Moscow. *Izd-vo ASV* [Publishing House of the Association of Construction Universities]. 2007. 280 p. [In Russian]
11. Shuvalov D.G., Turkov O.Zh., Sultanguzin I.A., Rudomazin V.V. *Jenergo-effektivnye sistemy ventilatsii zdaniya s rekuperaciej tepla* [Energy efficient building ventilation systems with heat recovery]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie (S.O.K.)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2018. No. 9. Pp. 80–86. [In Russian]