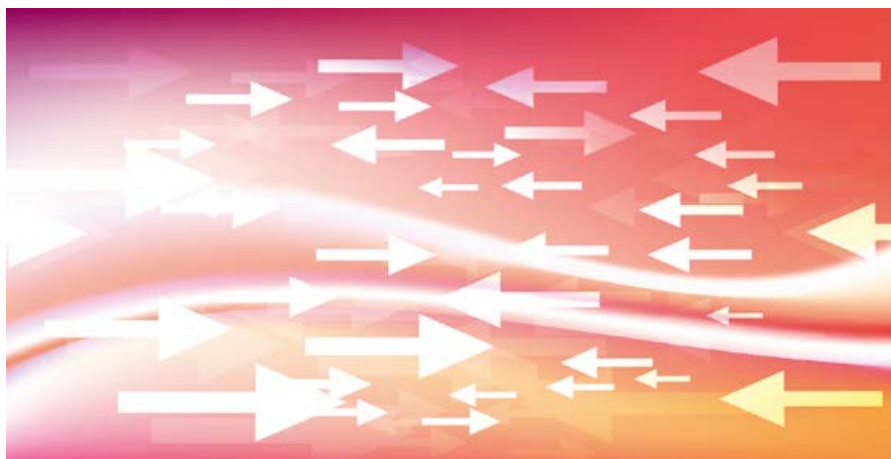




Анализ годового режима работы теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем

Рецензия эксперта на статью получена 21.02.2023 [The expert review of the article was received on February 21, 2023]

В настоящее время вопрос энергосбережения в зданиях и, в частности, в их системах обеспечения микроклимата имеет очень большое значение, в первую очередь в условиях действия Федерального закона №261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Оценке энергосберегающего потенциала различных мероприятий, направленных на снижение энергопотребления, посвящён целый ряд работ, как в нашей стране, так и за рубежом [1–6]. При этом утилизация теплоты вытяжного воздуха в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха по схеме с промежуточным теплоносителем является одним из самых малозатратных и быстрокупаемых инженерных решений, позволяющих обеспечить уменьшение расхода теплоты на подогрев притока в течение отопительного периода [7–10]. Однако для развёрнутого технико-экономического обоснования применения данного мероприятия необходимо, помимо прочего, уметь достаточно точно вычислять величину

снижения энергопотребления при установке теплоутилизационного оборудования в приточных и вытяжных агрегатах, поскольку это является наиболее значительной составляющей годовых эксплуатационных издержек.

Утилизация теплоты вытяжного воздуха в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха по схеме с промежуточным теплоносителем является одним из самых малозатратных и быстрокупаемых инженерных решений, позволяющих обеспечить уменьшение расхода теплоты на подогрев приточного воздуха

Простейший способ такого расчёта [8, 9], когда теплотраты в отсутствие теплоутилизации умножаются на выражение $(1 - k_{эф})$, где $k_{эф}$ — безразмерный коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора, может давать заметную погрешность.

УДК 697.001:628.8. Научная специальность: 2.1.3 (05.23.03).

Анализ годового режима работы теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем

О. Д. Самарин, к.т.н., доцент; **Н. Е. Филин**, бакалавр; **Д. А. Челпанов**, бакалавр, [Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет \(НИУ МГСУ\)](#)

Рассмотрены процессы изменения состояния влажного воздуха в теплообменном оборудовании приточных и вытяжных вентиляционных установок при изменении параметров наружного климата в течение отопительного периода при использовании утилизации теплоты удаляемого воздушно-го потока для предварительного подогрева притока в холодный период года. Дан анализ годового режима работы данного оборудования для схемы с промежуточным теплоносителем на основе представления связи температуры и относительной влажности наружного воздуха в виде климатической кривой. Приведено сопоставление результатов вычисления суммарных годовых затрат на теплоту для подогрева притока в системе кондиционирования воздуха на основании выполненного анализа и по упрощённому методу с учётом средних параметров отопительного периода. Выявлен уровень расхождения между двумя методиками и достигаемая степень уточнения результата. Изложение проиллюстрировано числовыми и графическими примерами.

Ключевые слова: вентиляция, кондиционирование воздуха, теплообменник, теплоутилизация, температурная эффективность, климатическая кривая.

UDC 697.001:628.8. The number of scientific specialty: 2.1.3 (05.23.03).

Analysis of the annual operating mode of the heat exchanger with an intermediate coolant

O. D. Samarina, PhD, Associate Professor; **N. E. Filin**, bachelor; **D. A. Chelpanov**, bachelor, [Moscow State University of Civil Engineering \(NRU MGSU\)](#)

The processes of changing the state of moist air in the heat exchange equipment of supply and exhaust ventilation units are considered when the parameters of the outdoor climate change during the heating period when using the heat recovery of the removed airflow for preheating the inflow during the cold season. The analysis of the annual operating mode of this equipment for a circuit with an intermediate coolant is given based on the representation of the relationship between temperature and relative humidity of the outdoor air in the form of a climatic curve. A comparison of the results of calculating the total annual heat costs for heating the inflow in the air conditioning system is given on the basis of the analysis performed and by a simplified method taking into account the average parameters of the heating period. The level of discrepancy between the two methods and the achieved degree of refinement of the result is revealed. The presentation is illustrated with numerical and graphical examples.

Key words: ventilation, air conditioning, heat exchanger, heat recovery, thermal efficiency, climate curve.

Дело в том, что при этом не учитывается, во-первых, конкретный способ дальнейшей обработки притока, что имеет существенное значение при кондиционировании воздуха, а во-вторых, изменение со временем положения на $i-d$ -диаграмме точки Н, соответствующей текущим параметрам наружного воздуха. Сочетание обоих этих факторов приводит к тому, что фактическая разность температур, на которую производится догрев притока после калорифера-утилизатора, в действительности меняется во время холодного периода весьма сложным образом. Это ещё более усугубляется тем обстоятельством, что температура наружного воздуха t_n [°C] распределяется при этом далеко не с равной вероятностью, и в различных источниках приводятся данные по числу часов z_i стояния величины t_n в различных диапазонах ($t_{ni} \dots t_{ni+1}$), что также необходимо учитывать при осреднении результата за весь рассматриваемый интервал времени.

Покажем, как можно выполнить более точную оценку снижения теплопотребления за счёт использования теплоутилизации, если учесть перечисленные выше соображения. Для упрощения вычислений сделаем допущение, что значение $k_{эф}$ является постоянным за отопительный период. Это оправдано, поскольку для заданного теплообменника данный параметр зависит в первую очередь от расходов теплоносителей, но расход воздуха в системах вентиляции и кондиционирования обычно поддерживается постоянным, а влияние изменения расхода промежуточного теплоносителя в процессе регулирования невелико.

Температурная эффективность аппаратов для осуществления теплоутилизации выражается коэффициентом [7–10]:

$$k_{эф} = \frac{t_{yt} - t_n}{t_y - t_n}, \quad (1)$$

где t_n и t_y — температуры, соответственно, наружного воздуха и уходящего из помещения, то есть начальные температуры потоков на входе в теплоотдающую и теплоизвлекающую секции утилизатора, °C; t_{yt} — температура притока за утилизатором, °C. Номинальное значение $k_{эф}$ может указываться в технической документации. Впрочем, во всех случаях фактический расход воздуха через оборудование в некоторой степени отличается от номинального, поэтому и величина $k_{эф}$ будет другой, и её каждый раз нужно определять расчётом. В рассматриваемой работе было принято $t_n = -26^\circ\text{C}$ по СП 131.13330.2020 «Строительная климатология» (далее — СП 131) для климатиче-



ских условий города Москвы, $t_y = +20^\circ\text{C}$ в соответствии с назначением помещений здания, а значение t_{yt} по уравнению теплового баланса, исходя из минимально допустимой температуры поверхности охлаждения теплоизвлекающей секции, равной $+2^\circ\text{C}$ [7, 10], было получено на уровне $-9,77^\circ\text{C}$, откуда в расчётных зимних условиях имеем:

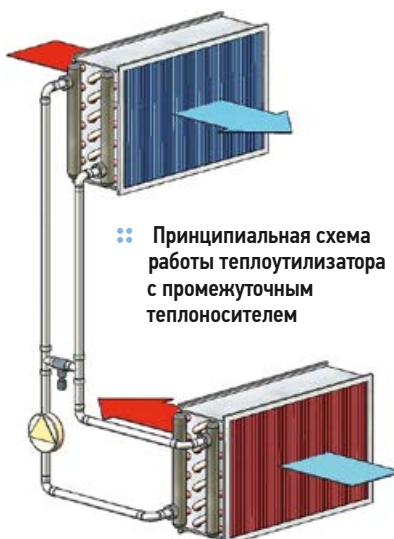
$$k_{эф} = \frac{-9,77 - (-26)}{20 - (-26)} = 0,353.$$

Ориентировочно суммарное потребление системой вентиляции тепловой энергии за отопительный период [МДж/г] вычисляется по следующей формуле [8, 10]:

$$Q_{вент.2}^r = Z_p G_n c_b ГСОП (1 - k_{эф}) 10^{-3}, \quad (2)$$

где $ГСОП = (t_b - t_{от}) z_{от}$ — градусо-сутки отопительного периода; $t_{от}$ и $z_{от}$ — средняя температура [°C] и продолжительность [сут.] отопительного периода в районе строительства по СП 131; t_b — средняя температура внутреннего воздуха в здании, °C; Z_p — продолжительность работы вентиляционного оборудования в часах за сутки в среднем за неделю отопительного периода; G_n — расход притока, кг/ч; $c_b = 1,005$ кДж/(кг·K) — удельная теплоёмкость воздуха. В рассматриваемой работе было принято значение $G_n = 865$ кг/ч, $ГСОП = 4325$ К·сут. (для Москвы), а режим работы установки считался круглосуточным ($Z_p = 24$ ч/сут.). Таким образом:

$$Q_{вент.2}^r = 24 \times 865 \times 1,005 \times 4325 \times (1 - 0,353) \times 10^{-3} = 58\,395,44 \text{ МДж/г}.$$



❖ Принципиальная схема работы теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем

Проведём анализ работы теплоутилизатора, когда температура наружного воздуха будет меняться в течение отопительного периода. При этом положение точки Н на $i-d$ -диаграмме будет смещаться вдоль климатической кривой [8], представляющей собой линию, соединяющую точки наиболее вероятного сочетания t_n и относительной влажности наружного воздуха ϕ_n , и для каждого температурного диапазона есть средняя продолжительность периода его стояния z_i [ч] по табл. 2.20 [11] в зависимости от района строительства. Поскольку эти данные получены по результатам круглосуточных наблюдений, для корректного сопоставления с ориентировочной оценкой по формуле (2) в ней приходится также принимать $Z_p = 24$ ч/сут.

Нанесём на $i-d$ -диаграмму климатическую кривую и построим текущие процессы теплоутилизации для разных t_n . В нашем случае t_n будет изменяться от -26 до $+10^\circ\text{C}$. При этом сначала происходит нагревание наружного воздуха, а далее его увлажнение и подача в помещение без изменения с течением времени параметров приточного, внутреннего и удаляемого воздуха (точки П, В и У, соответственно). Затем уже начинается нагревание воздуха, а затем его подача в помещение с изменением параметров точек П, В и У (влажности, энтальпии и относительной влажности), температуры же остаются постоянными и взяты как в расчётном периоде. Так будет происходить при повышении t_n и соответствующем увеличении влагосодержания в точке Н, когда оно становится выше первоначально принятой для притока.

Дальнейшее построение и расчёт производятся с учётом [8, 9] в следующей последовательности:

- ❑ наносим на диаграмму точку Н по значениям t_n и ϕ_n , соответствующим параметрам «Б» для холодного периода года по данным СП 131.13330.2020 для Москвы, а также точку У по результатам построения процесса изменения состояния воздуха в помещении, и определяем энтальпию в этой точке I_y [кДж/кг] и влагосодержание d_y [г/кг];
- ❑ с учётом рекомендаций [7] наносим на линию $\phi = 100\%$ точку F при предельной температуре поверхности теплоизвлекающего теплообменника t_F , равной $+2^\circ\text{C}$, из условия необмерзания его поверхности;
- ❑ соединяем точку У с точкой F и отмечаем на построенном отрезке точку О при $\phi = 90\%$, отвечающую состоянию воздуха после охлаждения в воздухоохладителе, затем определяем энтальпию в этой точке I_o и влагосодержание d_o .

Для построения текущих точек O_j вычисляем энтальпию I_{Oj} [кДж/кг]:

$$I_{Oj} = I_y + k_{эф}(I_y - I_{nj}), \quad (3)$$

где I_y и I_{nj} — энтальпия удаляемого и наружного воздуха, соответственно, кДж/кг. Далее на пересечении линии $I_{Oj} = \text{const}$ и прямой, соединяющей точку Y с точкой F , будут располагаться точки O_j . Для построения точек t_{yt} находим температуры воздуха [°C] после теплоотдающей секции по формуле:

$$t_{ytj} = t_{nj} + k_{эф}(t_y - t_{nj}), \quad (4)$$

где t_y и t_{nj} — температура удаляемого воздуха и текущие температуры наружного, соответственно, °C. Для того, чтобы построить точки t_{ytj} , необходимо провести прямые, соединяющие t_{nj} и K_j . От точек H_j , располагающихся на климатической кривой, строим линии $d_{nj} = \text{const}$ до их пересечения с $I_{п} = \text{const}$. На пересечении $t_{ytj} = \text{const}$ и линии, соединяющей t_{nj} и K_j , ставим точки t_{ytj} .

Требуемое количество теплоты Q_{kj} [Вт], передаваемое воздухонагревателем в зависимости от наружной температуры в интервале от t_{nj} до t_{nj+1} , возможно определить по следующей формуле:

$$Q_{kj} = G_{п} c_{в} \frac{t_{kj} - t_{ytj}}{3,6}, \quad (5)$$

Результаты расчётов приведены в табл. 1. Тогда суммарное потребление тепловой энергии за отопительный период системой вентиляции [МДж/г], в зависимости от режима работы теплоутилизатора, очевидно, вычисляется по следующей формуле [8]:

$$Q_{\text{вент.1}}^r = 3600 \sum (Q_{kj} z_j) 10^{-6}, \quad (6)$$

где z_j — число часов стояния наружной температуры в интервале от t_{nj} до t_{nj+1} , определяемое по климатическим данным [11]. В соответствии с табл. 1, для условий настоящей работы получаем:

$$Q_{\text{вент.1}}^r = 3600 \times 11\,301\,709 \times 10^{-6} = 40\,686,15 \text{ МДж/г.}$$

Результаты расчёта энергетических показателей схемы теплоутилизации*

табл. 1

№	$t_n, ^\circ\text{C}$	$I_n, \text{кДж/кг}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$I_k, \text{кДж/кг}$	$I_{Oj}, \text{кДж/кг}$	$t_o, ^\circ\text{C}$	$t_{yt}, ^\circ\text{C}$	$z_j, \text{ч}$	$Q_{kj}, \text{Вт}$	$Z_j Q_{kj}$
1	-26	-25	23,5	24,1	11,37	2	-9,77	27	8033,65	216 908,7
2	-22	-20,6	23,3	24,1	12,92	2	-7,18	61	7360,27	448 976,7
3	-18	-16,2	22,9	24,1	14,47	2	-4,59	138	6638,60	916 126,3
4	-14	-11,8	22,1	24,1	16,03	4,9	-2,00	220	5820,33	1 280 472,2
5	-10	-6,3	21	24,1	17,97	7,0	0,59	354	4929,62	1 745 084,1
6	-6	-0,8	19,4	24,1	19,91	8,7	3,17	520	3918,16	2 037 445,6
7	-2	4,9	17,3	24,1	21,92	10,7	5,76	793	2785,97	2 209 276,9
8	2	12	14,1	24,3	24,49	13,3	8,35	1229	1388,16	1 706 042,7
9	6	20,1	14,1	28,4	29,16	13,6	10,94	843	763,07	643 268,2
10	10	28,1	14,1	32,4	34,70	15,5	13,53	711	137,99	98 107,5
Сумма										11 301 709

Неучёт изменения режимов теплоутилизатора в течение отопительного периода приводит к завышенной оценке суммарного энергопотребления и, следовательно, к занижению класса энергосбережения здания. При этом описанная методика имеет достаточно простой и инженерный вид

Легко видеть, что эта величина существенно, примерно на 30 %, ниже ориентировочного уровня $Q_{\text{вент.2}}^r$, вычисленного по выражению (2).

Это можно объяснить тем обстоятельством, что продолжительность стояния интервалов относительно высоких t_n , когда по построению получается малая разность температур для догрева притока после теплоутилизатора и, следовательно, малый текущий расход теплоты Q_{kj} , значительно больше, чем для низких t_n с высокими Q_{kj} .



Таким образом, результаты расчётов показывают, что при сравнении ориентировочного количества теплоты за весь отопительный период без учёта изменения параметров наружного воздуха и требуемого количества теплоты, передаваемого воздухонагревателем в зависимости от наружной температуры в интервале от t_{nj} до t_{nj+1} , при использовании теплоутилизационного оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха общественных зданий, более точным оказывается метод с разными расчётными параметрами теплоутилизатора в зависимости от t_n . Следовательно, неучёт изменения режимов теплоутилизатора в течение отопительного периода приводит к завышенной оценке суммарного энергопотребления и, следовательно, к занижению класса энергосбережения здания. При этом описанная методика имеет достаточно простой и инженерный вид и доступна для реализации в практике массового проектирования. ●

1. Дорошенко А.В. Имитационная термодинамическая модель здания // БСТ, 2017. №12. С. 42–43.
2. Амерханов Р.А., Дайбова Л.А., Аракелян Н.С., Армаганян Э.Г., Дворный В.В. Энергосберегающие технологии для административных зданий // Энергосбережение и водоподготовка, 2019. №1. С. 3–5.
3. Драпалюк Н.А., Гурбангульев А., Щукина Т.В., Драпалюк Д.А. Об эффективности регенеративных вращающихся утилизаторов теплоты для систем вентиляции // Журнал СОК, 2020. №8. С. 48–51.
4. Belussi L., Barozzi B., Bellazzi A., Danza L., Devitofrancesco A., Ghellere M., Guazzi G., Meroni I., Salamone F., Scamoni F., Scrosati C., Fanciulli C. A review of performance of zero energy buildings and energy efficiency solutions. Journal of Building Engineering. 2019. Vol. 25.
5. Sha H., Xu P., Yang Z., Chen Y., Tang J. Overview of computational intelligence for building energy system design. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019. Vol. 108. Pp. 76–90.
6. Zhang C., Yang Y., Fan L., Huang X. Numerical study on operating characteristics of self-driven total heat recovery system for wet-hot flue gas. Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 173.
7. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. — М.: Физматлит, 2003. 272 с.
8. Малявина Е.Г., Самарин О.Д. Строительная теплофизика и микроклимат зданий. — М.: Изд-во МИСИ-МГСУ, 2018. 288 с.
9. Самарин О.Д., Плющенко Н.Ю. Системы теплогазоснабжения и вентиляции. — М.: Изд-во МИСИ-МГСУ, 2020. 180 с.
10. Самарин О.Д. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во АСВ, 2015. 136 с.
11. Строительная климатология. Справочное пособие к СНиП 23-01-99* / Под ред. В.К. Савина. — М.: НИИСК, 2006. 260 с.

References — see page 80.

Analysis of the annual operating mode of the heat exchanger with an intermediate coolant. Pp. 66–68.

Oleg D. Samarin, PhD, Associate Professor; **Nikolay E. Filin**, bachelor; **Dmitry A. Chelpanov**, bachelor, [Moscow State University of Civil Engineering \(NRU MGSU\)](#)

1. A.V. Doroshenko. *Imitatsionnaya termodinamicheskaya model' zdaniya* [Simulation thermodynamic model of the building]. *BST* [Bulletin of Building Engineering]. 2017. No. 12. Pp. 42–43. [In Russian]
2. R.A. Amerhanov, L.A. Dajbova, N.S. Arakeljan, Je.G. Armaganjan, V.V. Dvornyj. *Jenergoberegajushhie tehnologii dlja administrativnyh zdaniy* [Energy saving technologies for administrative buildings]. *Jenergoberezhenie i vodopodgotovka* ["Energy saving and water treatment" Magazine]. 2019. No. 1. Pp. 3–5. [In Russian]
3. [N.A. Drapaljuk, A. Gurbangulyev, T.V. Shhukina, D.A. Drapaljuk. Ob jeffektivnosti regenerativnyh vrashhajushhihsja utilizatorov teploty dlja sistem ventiljatsii](#) [On the efficiency of regenerative rotating heat exchangers for ventilation systems]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, konditsionirovanie (SOK)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2020. No. 8. Pp. 48–51. [In Russian]
4. L. Belussi, B. Barozzi, A. Bellazzi, L. Danza, A. Devitofrancesco, M. Ghellere, G. Guazzi, I. Meroni, F. Salamone, F. Scamoni, C. Scrosati, C. Fanciulli. A review of performance of zero energy buildings and energy efficiency solutions. *Journal of Building Engineering*. 2019. Vol. 25.
5. H. Sha, P. Xu, Z. Yang, Y. Chen, J. Tang. Overview of computational intelligence for building energy system design. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 108. Pp. 76–90.
6. C. Zhang, Y. Yang, L. Fan, X. Huang. Numerical study on operating characteristics of self-driven total heat recovery system for wet-hot flue gas. *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 173.
7. O.Ja. Kokorin. *Sovremennye sistemy konditsionirovanija vozduha* [Modern air conditioning systems]. Moscow. *Fizmatlit* [Publishing House of Physical, Mathematical and Technical Literature ("Fizmatlit" Publishers)]. 2003. 272 p. [In Russian]
8. E.G. Maljavina, O.D. Samarin. *Stroitel'naja teplofizika i mikroklimat zdaniy* [Building thermal physics and the microclimate of buildings]. Moscow. *Izd-vo MISI-MGSU* [Publishing House of Moscow State University of Civil Engineering]. 2018. 288 p. [In Russian]
9. O.D. Samarin, N.Ju. Pljushhenko. *Sistemy teplogazosnabzhenija i ventiljatsii* [Systems of heat and gas supply and ventilation]. Moscow. *Izd-vo MISI-MGSU* [Publishing House of Moscow State University of Civil Engineering]. 2020. 180 p. [In Russian]
10. O.D. Samarin. *Voprosy jekonomiki v obespechenii mikroklimata zdaniy* [Economic issues in ensuring the microclimate of buildings]. 2nd edition, rev. and exp. Moscow. *Izd-vo ASV* [Publishing House of the Association of Construction Universities ("ASV" Publishers)]. 2015. 136 p. [In Russian]
11. *Stroitel'naja klimatologija. Spravochnoe posobie k SNiP 23-01-99** [Construction climatology. Reference manual to Building Rules & Regulations (National Codes and Standards of Russia) No. 23-01-99*]. Edited by V.K. Savin. Moscow. *NIISF RAASN* [Research Institute of Building Physics of the Russian Academy of Architecture and Building Sciences]. 2006. 260 p. [In Russian]