



Подтверждение эквивалентности различных методов расчёта процессов охлаждения влажного воздуха с осушкой

Рецензия эксперта на статью получена
17.03.2022 [The expert review of the article
received on Mart 17, 2022].

Часто в инженерной практике приходится встречаться с таким режимом работы, когда на поверхности воздухоохладителей и утилизаторов теплоты происходит конденсация водяных паров из охлаждаемого потока воздуха. В данном случае тепловой расчёт теплообменников имеет ряд особенностей, связанных с необходимостью учитывать влияние конденсации на процесс теплообмена. Наиболее часто это делается путём замены реального процесса охлаждения с конденсацией на условный эквивалентный «сухой» процесс с определением соответствующих фиктивных начальных и конечных температур воздуха [1]. Этот подход в проектировании является наиболее распространённым и отработанным, но требует графических построений на i - d -диаграмме.

В настоящее время есть работы, где представлены попытки решения рассматриваемого вопроса путём составления и решения системы уравнений тепло- и массопереноса в аппарате с использованием численных и итерационных методов и привлечением дополнительных экспериментальных данных [2–6]. При этом

можно получить весьма точные решения, но для проектирования, в особенности массового, они не подходят из-за сложности и необходимости применения специальных программ для ЭВМ. То же самое касается и ряда зарубежных публикаций [7–9]. В то же время необходимость разработки достаточно простых методов учёта

Простые методы учёта конденсации имеют большое значение, например, для укрупнённых расчётов годовой эффективности теплообменных аппаратов

конденсации имеет большое значение, поскольку это бывает нужно, например, для укрупнённых расчётов годовой эффективности теплообменных аппаратов, особенно с учётом того, что в последнее время были повышены требования к энергоэффективности инженерных систем, и в этой связи проблема выбора и расчёта устройств обработки вентиляционного воздуха оказывается очень существенной.

УДК 697.001:628.8. Научная специальность: 05.23.03.

Подтверждение эквивалентности различных методов расчёта процессов охлаждения влажного воздуха с осушкой

О. Д. Самарин, к.т.н., доцент; А. А. Кряквина, бакалавр; И. В. Кириллова, бакалавр, [Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет \(НИУ МГСУ\)](#)

Рассмотрен процесс изменения состояния влажного воздуха в теплообменном оборудовании вытяжных вентиляционных установок в условиях конденсации водяных паров при использовании утилизации теплоты удаляемого воздушного потока для предварительного подогрева притока в холодный период года. Изложены особенности теплопередачи в аппаратах теплоутилизации при выпадении конденсата на поверхность охлаждения и представлена методика вычисления фактической средней разности температур в зависимости от принятых значений параметров вытяжного воздуха до и после охладителя с учётом наличия конденсации. Приведено сопоставление результатов, получаемых по данной методике для нескольких вариантов протекания процесса охлаждения в условиях меняющегося начального влагосодержания удаляемого воздуха с существующими рекомендациями, использующими построение в i - d -диаграмме эквивалентного «сухого» процесса в теплоизвлекающей секции утилизатора. Дана оценка точности представленной методики и определены условия его применимости.

Ключевые слова: теплообмен, конденсация, влагосодержание, число единиц переноса, эквивалентный «сухой» процесс.

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

Confirmation of the equivalence of various methods for calculating the cooling processes of humid air with drying

O. D. Samarin, PhD, Associate Professor; A. A. Kryakvina, bachelor; Ir. V. Kirillova, bachelor, [Moscow State University of Civil Engineering \(MGSU\)](#)

The process of changing the state of moist air in the heat exchange equipment of exhaust ventilation units under conditions of condensation of water vapor when using the heat recovery of the removed airflow for preheating the inflow in the cold season is considered. The features of heat transfer in heat recovery devices when condensate falls on the cooling surface are described and a method for calculating the actual average temperature difference depending on the accepted values of the exhaust air parameters before and after the cooler, taking into account the presence of condensation, is presented. The comparison of the results obtained by this technique for several variants of the cooling process under conditions of changing initial moisture content of the removed air with existing recommendations using the construction of an equivalent "dry" process in the heat recovery section of the heat exchanger in the i - d diagram is given. The accuracy of the presented methodology is evaluated and the conditions of its applicability are determined. The presentation is illustrated with numerical and graphical examples.

Key words: heat exchange, sweating, specific air humidity, number of transfer units, equivalent "dry" process.

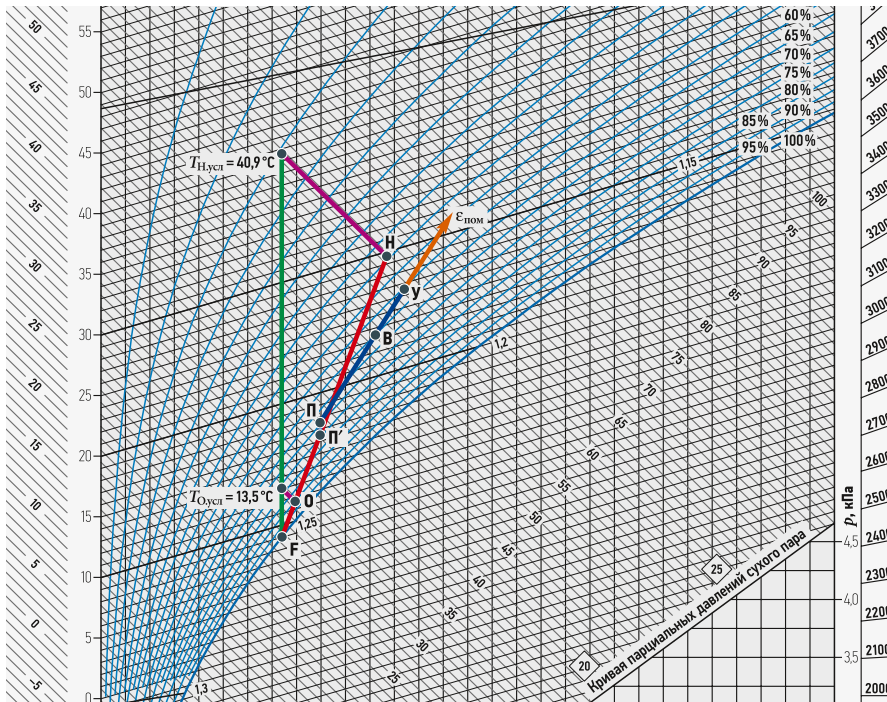


Рис. 1. Схема процесса обработки притока в поверхностном воздухоохладителе (к примеру №1) [здесь и далее П и В — состояние приточного и внутреннего воздуха в помещении, соответственно; П' — состояние обработанного воздуха перед вентилятором приточной установки; F — предельное состояние охлаждаемого воздуха у поверхности охлаждения; $\epsilon_{\text{пом}}$ — угловой коэффициент луча процесса П–В–У на i - d -диаграмме, кДж/кг]

В работе [10] на основе модификации основной системы дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи в теплообменнике было получено выражение для условной безразмерной средней разности температур $\Delta T'_{\text{ср}} = \Delta T_{\text{ср}} / \Delta T_0$ между теплоносителями с учётом процесса конденсации:

$$\Delta T'_{\text{ср}} \ln(\Delta T'_{\text{ср}}) = NTU'. \quad (1)$$

где $\Delta T'_{\text{ср}}$ — среднелогарифмическая разность температур между теплоносителями, вычисляемая обычным образом, К; ΔT_0 — соответствующая начальная разность температур на входе в охладитель, К (её можно определить непосредственно по построению на i - d -диаграмме процесса охлаждения воздуха в аппарате);

$$NTU' = \frac{r(d_y - d_o) 10^{-3}}{c \Delta T_0} -$$

безразмерное число единиц переноса теплоты конденсации, также отнесённое к величине ΔT_0 . В данном выражении $r = 2490$ кДж/кг — удельная теплота конденсации (парообразования) для воды; $c = 1,005$ кДж/(кг·К) — удельная теплоёмкость воздуха; d_y и d_o — влагосодержание охлаждаемого воздушного потока до и после теплообменника, соответственно, которое тоже можно легко найти по построению на i - d -диаграмме.

Если иметь в виду, что при относительно небольших x (в диапазоне до 1,6)

с допустимой точностью можно приближённо записать $x \ln(x) \approx (x^2 - 1)/2$, после некоторых преобразований окончательно получим следующее выражение:

$$\Delta T'_{\text{ср}} \approx \sqrt{1 + 2NTU'}. \quad (2)$$

В инженерной практике реальные значения NTU' обычно лежат в диапазоне от 0,3 и до 0,6. В таком случае условия рассмотренной аппроксимации произведения $x \ln(x)$ выполняются, так как аргумент не выходит за необходимые пределы.

В случае использования схемы утилизации теплоты вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем параметры $\Delta T'_{\text{ср}}$ и ΔT_0 будут, соответственно, средней и начальной разностью температур охлаждаемого воздуха и теплоносителя (антифриза). То же самое относится и к водяным воздухоохладителям.

В публикации [11] соотношения (1) и (2) были подтверждены применительно к теплообмену в пластинчатых перекрёстных теплоутилизаторах, но с учётом специфики теплопереноса в подобных аппаратах, характеризующихся изменением температуры обоих потоков по двум координатам. Поэтому для того, чтобы подтвердить справедливость такого метода расчёта процессов охлаждения влажного воздуха (с осушением в обычных воздухоохладителях с противоточной схемой движения теплоносителей), рассмотрим следующие примеры.

Пример №1

Рассматривается процесс охлаждения приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе. Состояние наружного воздуха (точка Н): температура $T_H = +30^\circ\text{C}$, энтальпия $I_H = 59,9$ кДж/кг {параметры Б в тёплый период для Ростова-на-Дону в соответствии с СП 131.13330.2020 [12] (далее СП 131)}. Состояние воздуха за охладителем (точка О): $T_O = +12^\circ\text{C}$, $I_O = 32$ кДж/кг (охлаждение с осушкой до максимально возможной относительной влажности около 90%); температура охлаждающей воды на входе в охладитель $t_x = +7^\circ\text{C}$, на выходе из охладителя $t_{\text{отпл}} = +12^\circ\text{C}$. Параметры удаляемого воздуха (точка У): $T_Y = +27^\circ\text{C}$, $I_Y = 58,5$ кДж/кг.

Построение данного процесса показано на рис. 1.

Тогда средняя логарифмическая разность температур в охладителе при отсутствии конденсации составит:

$$\begin{aligned} \Delta T'_{\text{ср}} &= \frac{(T_H - t_{\text{отпл}}) - (T_O - t_x)}{\ln \left(\frac{T_H - t_{\text{отпл}}}{T_O - t_x} \right)} = \\ &= \frac{(30 - 12) - (12 - 7)}{\ln \left(\frac{30 - 12}{12 - 7} \right)} = 10,14 \text{ К}. \end{aligned}$$

Как уже отмечалось, обычно наличие конденсации учитывается построением условного «сухого» процесса охлаждения, по результатам которого определяются условные температуры начала и конца процесса (рис. 1).

В этом случае получаем $T_{H,\text{усл}} = +40,9^\circ\text{C}$, $T_{O,\text{усл}} = +13,5^\circ\text{C}$, значит, эквивалентное значение $\Delta T'_{\text{ср,усл}}$ составит:

$$\begin{aligned} \Delta T'_{\text{ср,усл}} &= \frac{(T_{H,\text{усл}} - t_{\text{отпл}}) - (T_{O,\text{усл}} - t_x)}{\ln \left(\frac{T_{H,\text{усл}} - t_{\text{отпл}}}{T_{O,\text{усл}} - t_x} \right)} = \\ &= \frac{(40,9 - 12) - (13,5 - 7)}{\ln \left(\frac{40,9 - 12}{13,5 - 7} \right)} = 15,01 \text{ К}. \end{aligned}$$

Вычислим NTU' . Величина ΔT_0 в данном примере равна

$$\Delta T_0 = T_H - t_{\text{отпл}} = 30 - 12 = 18^\circ\text{C}.$$

Разность влагосодержания воздуха до и после охлаждения по построению на диаграмме составляет 5,0 г/кг, следовательно, имеем:

$$\begin{aligned} NTU' &= \frac{2490 \times 5,0}{1005 \times 18} = 0,69, \\ \Delta T'_{\text{ср}} &= \sqrt{1 + 2 \times 0,69} = 1,54. \end{aligned}$$

Найдём отношение $\Delta T'_{\text{ср,усл}} / \Delta T'_{\text{ср}}$. Оно составляет $15,01 / 10,14 = 1,48$, следовательно, расхождение с предлагаемым методом составляет 4%, что лежит в пределах точности инженерного расчёта.

Пример №2

Снова рассматривается процесс охлаждения приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе. Значения для точки Н: $T_H = +26^\circ\text{C}$, $I_H = 53,2$ кДж/кг (параметры Б в тёплый период для города Брянска по [СП 131](#)). Состояние воздуха в точке О: $T_O = +12^\circ\text{C}$, $I_O = 31,8$ кДж/кг (охлаждение с осушкой до максимально возможной относительной влажности около 90 %); температуры воды $t_x = +7^\circ\text{C}$, $t_{\text{отепл}} = +12^\circ\text{C}$. Параметры точки У составят: $T_Y = +24^\circ\text{C}$, $I_Y = 52,6$ кДж/кг. Построение процесса показано на рис. 2.

Тогда получаем:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{(30-12)-(12-7)}{\ln \left(\frac{30-12}{12-7} \right)} = 10,14^\circ\text{C}.$$

Здесь $T_{H,\text{усл}} = +34,9^\circ\text{C}$, $T_{O,\text{усл}} = +13,7^\circ\text{C}$, откуда находим:

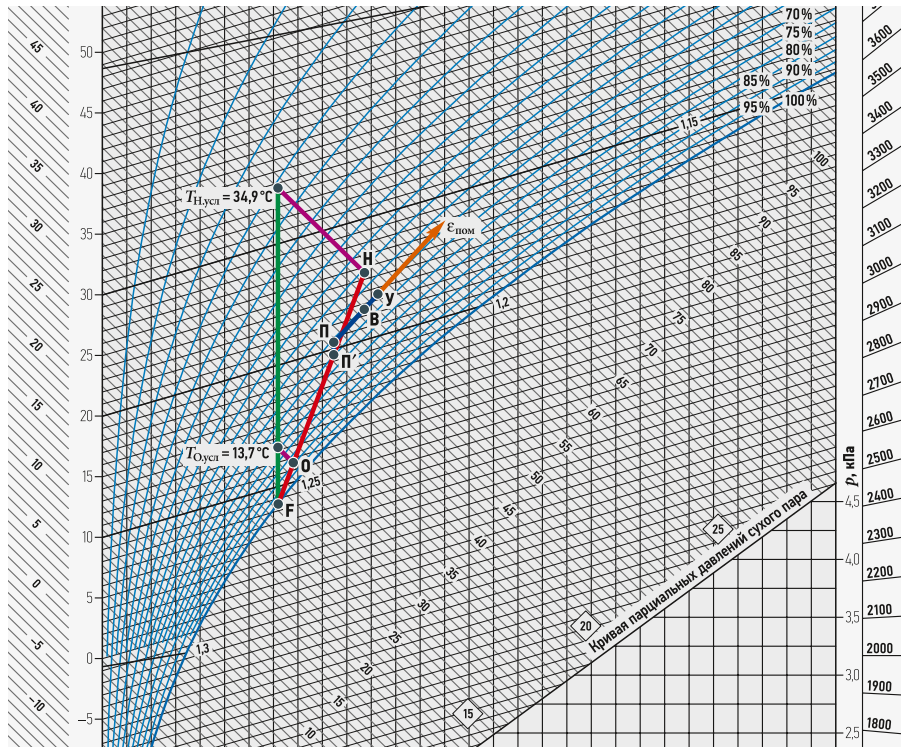
$$\Delta T_{\text{ср,усл}} = \frac{(34,9-12)-(13,7-7)}{\ln \left(\frac{34,9-12}{13,7-7} \right)} = 13,18^\circ\text{C}.$$

Здесь $\Delta T_0 = T_H - t_{\text{отопл}} = 30 - 12 = 18^\circ\text{C}$. Разность d_y и d_o равна 3,1 г/кг, поэтому определяем:

$$NTU' = \frac{2490 \times 3,1}{1005 \times 18} = 0,43,$$

$$\Delta T'_{\text{ср}} = \sqrt{1 + 2 \times 0,43} = 1,36.$$

Тогда $\Delta T_{\text{ср,усл}} / \Delta T_{\text{ср}} = 13,18 / 10,14 = 1,29$, расхождение с предлагаемым методом равно 5 %, что также лежит в пределах точности инженерного расчёта.



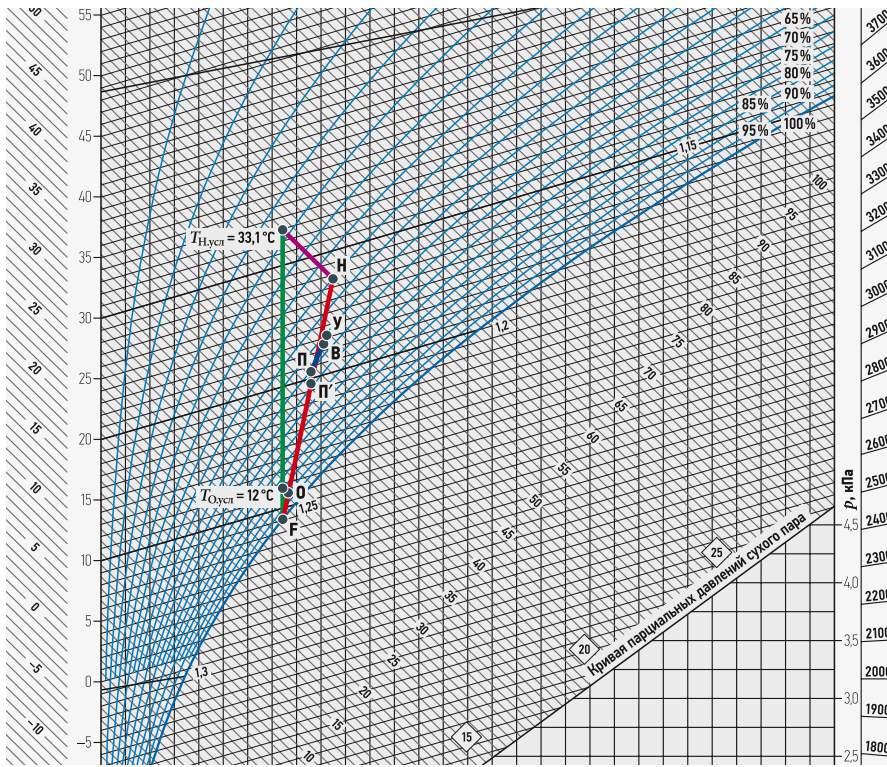


Рис. 4. Схема процесса обработки притока в поверхностном воздухоохладителе (к примеру №4)

Пример №4

Рассматривается процесс охлаждения приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, как в примерах №1 и №2. Точка Н: $T_H = +28^\circ\text{C}$, $I_H = 52,2$ кДж/кг (параметры Б в тёплый период для города Уфы по СП 131). Точка О: $T_O = +11,5^\circ\text{C}$, $I_O = 30,9$ кДж/кг — охлаждение с осушкой до максимально возможной относительной влажности около 90%; вода с температурами $t_x = +7^\circ\text{C}$, $t_{\text{отепл}} = +12^\circ\text{C}$. Точка У: $T_Y = +23,7^\circ\text{C}$, $I_Y = 47$ кДж/кг.

Построение процесса показано на рис. 4. Далее выполняем расчёт:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{(28 - 12) - (11,5 - 7)}{\ln \left(\frac{28 - 12}{11,5 - 7} \right)} = 9,07 \text{ К.}$$

В данном примере $T_{H,\text{усл}} = +33,1^\circ\text{C}$, $T_{O,\text{усл}} = +12^\circ\text{C}$, поэтому получаем:

$$\Delta T_{\text{ср,усл}} = \frac{(33,1 - 12) - (12 - 7)}{\ln \left(\frac{33,1 - 12}{12 - 7} \right)} = 1,18 \text{ К.}$$

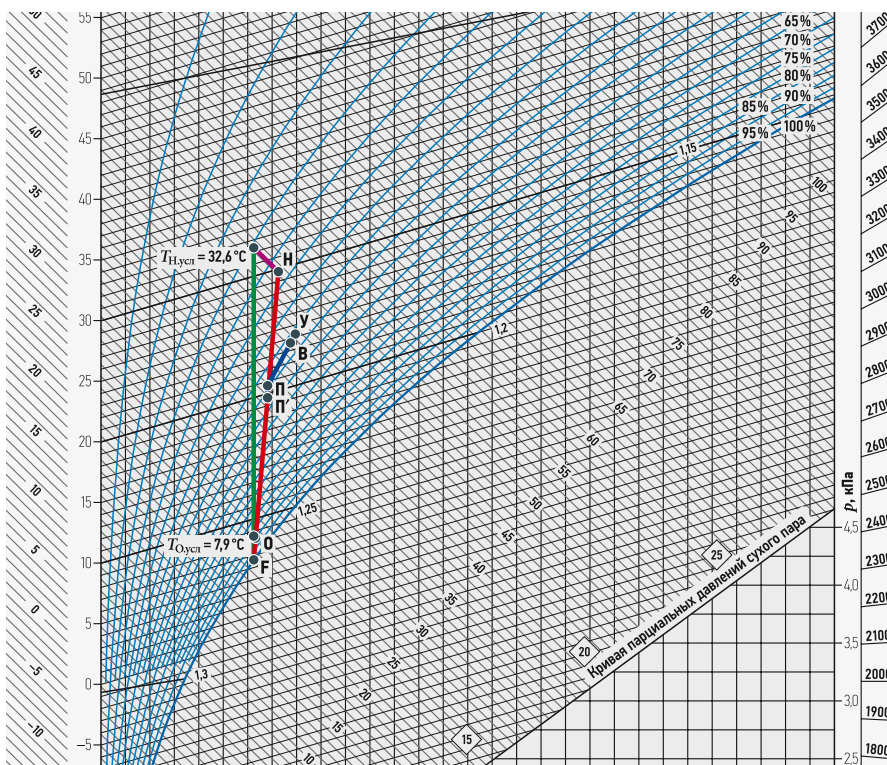


Рис. 5. Схема процесса обработки притока в поверхностном воздухоохладителе (к примеру №5)

Здесь $\Delta T_0 = T_H - t_{\text{отепл}} = 28 - 12 = 16^\circ\text{C}$. Разность d_Y и d_O по построению на диаграмме составляет 1,7 г/кг, отсюда:

$$NTU' = \frac{2490 \times 1,7}{1005 \times 16} = 0,26,$$

$$\Delta T'_{\text{ср}} = \sqrt{1 + 2 \times 0,26} = 1,23.$$

Следовательно, получим $\Delta T_{\text{ср,усл}} / \Delta T_{\text{ср}} = 11,18 / 9,07 = 1,23$, и расхождение с предлагаемым методом также составляет менее 1%, что лежит в пределах точности инженерного расчёта.

Пример №5

То же, что в примерах №1–2 и №4. Точка Н: $T_H = +30^\circ\text{C}$, $I_H = 48,7$ кДж/кг (параметры Б в тёплый период для Саратова по СП 131). Точка О: $T_O = +7,8^\circ\text{C}$, $I_O = 24,7$ кДж/кг (охлаждение с осушкой до максимально возможной относительной влажности около 90%); вода с температурами $t_x = +7^\circ\text{C}$, $t_{\text{отепл}} = +12^\circ\text{C}$. Точка У: $T_Y = +24,7^\circ\text{C}$, $I_Y = 44,9$ кДж/кг. Построение данного процесса показано на рис. 5.



Тогда имеем:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{(30 - 12) - (7,8 - 7)}{\ln \left(\frac{30 - 12}{7,8 - 7} \right)} = 5,52 \text{ К.}$$

Здесь $T_{H,\text{усл}} = +32,6^\circ\text{C}$, $T_{O,\text{усл}} = +7,9^\circ\text{C}$, откуда находим:

$$\Delta T_{\text{ср,усл}} = \frac{(32,6 - 12) - (7,9 - 7)}{\ln \left(\frac{32,6 - 12}{7,9 - 7} \right)} = 6,29 \text{ К.}$$

В рассматриваемом примере $\Delta T_0 = T_H - t_{\text{отепл}} = 28 - 12 = 16^\circ\text{C}$. Разность d_Y и d_O по построению на диаграмме составляет 1,9 г/кг, следовательно, получаем:

$$NTU' = \frac{2490 \times 1,9}{1005 \times 16} = 0,29,$$

$$\Delta T'_{\text{ср}} = \sqrt{1 + 2 \times 0,29} = 1,26.$$

Получили $\Delta T_{\text{ср,усл}} / \Delta T_{\text{ср}} = 6,29 / 5,52 = 1,14$, и расхождение с предлагаемым методом составляет 9%, что по-прежнему лежит в пределах точности нашего инженерного расчёта.

В данном случае $T_{Н,усл} = 36,9^{\circ}\text{C}$, $T_{О,усл} = +11,1^{\circ}\text{C}$, поэтому находим:

Теперь $\Delta T_0 = T_H - t_{\text{отепл}} = 26 - 12 = 14^\circ\text{C}$.

$$\Delta T'_{cp} = \sqrt{1 + 2 \times 0,85} = 1,64.$$

Имеем $\Delta T_{\text{ср.усл}}/\Delta T_{\text{ср}} = 11$

Confirmation of the equivalence of various methods for calculating the cooling processes of humid air with drying. Pp. 56–60.

Oleg D. Samarin, PhD, Associate Professor; **Anna A. Kryakvina**, bachelor; **Irina V. Kirillova**, bachelor, [Moscow State University of Civil Engineering \(MGSU\)](#)

1. O.Ja. Kokorin. *Sovremennye sistemy kondicionirovaniya vozduha* [Modern air conditioning systems]. Moscow. *Fizmatlit* [Publishing House of Physical, Mathematical and Technical Literature ("Fizmatlit" Publishers)]. 2003. 272 p. [In Russian]
2. A.L. Emel'janov, E.V. Kozhevnikova. *Metodika rascheta teploobmena pri dvizhenii vozduha v poverkhnostnykh vozduhoohladitel'jah* [Method for calculating heat transfer during air movement in surface air coolers]. *Vestnik MAKh* [Bulletin of the International Academy of Refrigeration]. 2014. No. 1. Pp. 39–42. [In Russian]
3. V.A. Brojda. *Raschet parametrov raboty teploobmennika fankojla s uchetom ustanavliva-jushhegosja sostojanija vozduha v pomeschenii* [Calculation of the operation parameters of the fan coil heat exchanger, taking into account the established state of the air in the room]. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo* [News of Higher Educational Institutions. Series: Construction]. 2013. No. 8. Pp. 72–77. [In Russian]
4. V.P. Shackij, V.A. Gulevskij. *Osobennosti realizacii matematicheskoj modeli teplo- i mas-soobmena v kosvenno-rekuperativnykh vodoisparitel'nykh ohladitel'jah* [Features of the implementation of the mathematical model of heat and mass transfer in indirectly recuperative water evaporative coolers]. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo* [News of Higher Educational Institutions. Series: Construction]. 2012. No. 4. Pp. 39–46. [In Russian]
5. [N.A. Drapaljuk, A. Gurbangulyev, T.V. Shhukina, D.A. Drapaljuk. Ob jeffektivnosti regenerativnykh vrashhajushhihsja utilizatorov teploty dlja sistem ventiljacii](#) [On the efficiency of regenerative rotary heat exchangers for ventilation systems]. *Zhurnal Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie (SOK)* [Journal of Plumbing, Heating, Ventilation]. 2020. No. 8. Pp. 48–51. [In Russian]
6. A.N. Cherepanov. Calculated efficiency of recovery of heat of vapor-air mixture in spray dryer. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57. No. 3–4. Pp. 269–279.
7. A. De Angelis, O. Saro, M. Truant. Evaporative cooling systems to improve internal comfort in industrial buildings. *Proc. of the 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association*. September 6–8, 2017. Lecce, Italy. Pp. 313–320.
8. F. Meggers, H. Guo, E. Teitelbaum et al. The Thermoheliodome — "Air conditioning" without conditioning the air, using radiant cooling and indirect evaporation. *Energy and Buildings*. 2017. No. 157. Pp. 11–19.
9. 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.
10. O.D. Samarin. *O novom podhode k uchetu kondensacii vodjanykh parov pri teplovom raschete vozduhoohladitelej* [On a new approach to taking into account the condensation of water vapor in the thermal calculation of air coolers]. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo* [News of Higher Educational Institutions. Series: Construction]. 2016. No. 2. Pp. 67–73. [In Russian]
11. O.D. Samarin, D.A. Kirushok. *Modelirovanie teploobmena v plastinchatom rekuperativnom teploobmennike pri uvlazhnenii vspomogatel'nogo potoka vozduha* [Simulation of heat transfer in a plate recuperative heat exchanger with humidification of the auxiliary air flow]. *Izvestija vuzov. Stroitel'stvo* [News of Higher Educational Institutions. Series: Construction]. 2019. No. 1. Pp. 54–60. [In Russian]
12. *SP 131.13330.2020* [The Code of Practice on Design and Construction (The Code of Practice of Russia) No. 131.13330.2020]. *Stroitel'naja klimatologija* [Building climatology]. Data of impl.: June 25, 2021. [In Russian]