

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108668>

Модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\varepsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть IV

В.А. Портянихин

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

В четвёртой части статьи пошагово изложен алгоритм применения вновь разработанного $m-\varepsilon$ -NTU метода для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением, а также приведено его сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата. Данное сравнение показало хорошую сходимость результатов расчётов при многократном сокращении времени их выполнения. Значение отклонения расчётной величины тепловой мощности, вычисленной с использованием вновь разработанного метода, от той же величины, вычисленной при помощи метода посегментного разбиения, в среднем составило 3,23% по модулю и не превышает 4,5% по модулю. При разбиении теплообменного аппарата на 40 сегментов время выполнения расчётных программ возрастает приблизительно в 18 раз по сравнению с использованием вновь разработанного метода, что можно назвать существенным преимуществом последнего. Учитывая вышесказанное, вновь разработанный метод может широко использоваться в целях подбора воздухоохладителей, их поверочных и конструкторских расчётов.

Обоснование. Имеется необходимость в наличии универсального метода расчёта воздухоохладителей, применимого как к конструкторским, так и к поверочным расчётам, учитывающего влияние влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена и позволяющего быстро выполнять большое количество расчётов для моделирования работы систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха без значимой потери точности. Метод расчёта, удовлетворяющий всем вышеназванным критериям, отсутствует как в отечественной, так и в зарубежной литературе.

Цель работы — создание универсального метода расчёта воздухоохладителей, применимого как к конструкторским, так и к поверочным расчётам, учитывающего влияние влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена и позволяющего быстро выполнять большое количество расчётов для моделирования работы систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха без значимой потери точности.

Методы. Разработанный метод расчёта воздухоохладителей основан на классическом подходе ε -NTU (эффективность — число единиц переноса теплоты) и является его адаптацией, позволяющей учесть влияние процесса влаговываждения и инеевыпаждения на процесс теплообмена, а также выполнить расчёт (в т.ч. комбинированного режима работы воздухоохладителя) без разбиения теплообменного аппарата на отдельные сегменты. Оценка погрешности расчётов, выполненных с использованием разработанного метода, производилась путём сравнения полученных расчётных величин тепловой мощности аппарата с теми же величинами, вычисленными с использованием метода посегментного разбиения, для множества режимов работы (включая комбинированный).

Результаты. Сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата показало хорошую сходимость результатов расчётов при многократном сокращении времени их выполнения. Значение отклонения расчётной величины тепловой мощности, вычисленной с использованием разработанного метода, от той же величины, вычисленной при помощи метода посегментного разбиения, в среднем составило 3,23% по модулю и не превышает 4,5% по модулю. При разбиении теплообменного аппарата на 40 сегментов время выполнения расчётных программ возрастает приблизительно в 18 раз по сравнению с использованием разработанного метода, что можно назвать существенным преимуществом последнего.

Заключение. Разбиение теплообменного аппарата на сегменты для расчёта не приводит к значимому повышению их точности по сравнению с новым методом, благодаря чему можно заключить, что разработанный модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\varepsilon$ -NTU) может широко использоваться в целях подбора воздухоохладителей, их поверочных и конструкторских расчётов.

Ключевые слова: теплообмен; массообмен; воздухоохладители; трубчато-ребристые теплообменные аппараты; охлаждение влажного воздуха; влаговываждение; инеевыпаждение; метод эффективность-NTU.

Как цитировать:

Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективность-NTU ($m-\varepsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть IV // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 4. С. 225–230. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108668>

Рукопись получена: 09.06.2023

Рукопись одобрена: 14.09.2023

Опубликована онлайн: 02.03.2024

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108668>

Modified efficiency-NTU method (m - ϵ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part IV

Vladimir A. Portyanikhin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

In the fourth part of the article, the algorithm for applying the newly developed the m - ϵ -NTU method for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions is described step by step, and its comparison with the method of segmented division of the heat exchanger is also given. This comparison showed good convergence of the calculation results with a multiple reduction in their execution time. The value of the deviation of the calculated value of thermal power calculated using the newly developed method from the same value calculated using the method of segmented division averaged 3.23% modulo and does not exceed 4.5% modulo. When the heat exchanger is divided into 40 segments, the execution time of the calculation programs increases approximately 18 times compared to using the newly developed method, which can be called a significant advantage of the latter. Considering the above, the newly developed method can be widely used for the selection of air coolers, their verification and design calculations.

BACKGROUND: A universal method for calculating air coolers that is applicable to design and verification calculations is necessary. The method should consider the effect of dehumidification and frosting on the heat exchange process and allow the quick performance of many calculations to simulate the operation of refrigeration and air conditioning systems without significant loss of accuracy. However, this example of calculation method that addresses all the above-mentioned criteria is unavailable in the domestic and foreign literature.

AIM: This study develops a universal method for calculating air coolers that is applicable to design and verification calculations. This method considers the influence of dehumidification and frosting on the heat exchange process and allows the quick performance of many calculations to simulate the operation of refrigeration and air conditioning systems without significant loss of accuracy.

MATERIALS: The developed method for calculating air coolers is based on the classical approach of ϵ -NTU (efficiency– the number of heat transfer units) and is its adaptation, allowing consideration of the influence of dehumidification and frosting on the heat exchange process and performing the calculation (including the combined operating mode of the air cooler) without dividing the heat exchanger into separate segments. The estimation of the error of calculations performed using the developed method was conducted by comparing the calculated values of the thermal power of the device with those using the segmented division method for various operating modes (including combined).

RESULTS: Comparison with the segmented division method of the heat exchanger showed good convergence of the calculation results with multiple reductions in execution time. The deviation value of the calculated value of the thermal power computed using the developed method from that using the segmented division method averaged 3.23% modulo and did not exceed 4.5% modulo. When the heat exchanger was divided into 40 segments, the execution time of the calculation programs increased approximately 18 times compared to using the developed method, which can be called a significant advantage of the latter.

CONCLUSION: The division of the heat exchanger into segments for calculation does not result in a significant increase in accuracy compared with the new method. Thus, the developed m - ϵ -NTU method can be widely used for the selection of air coolers, their verification, and design calculations.

Keywords: heat transfer; mass transfer; air coolers; fin-and-tube heat exchangers; cooling of humid air; dehumidifying conditions; frost conditions; efficiency-NTU method.

To cite this article:

Portyanikhin VA. Modified efficiency-NTU method (m - ϵ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part IV. *Refrigeration Technology*. 2021;110(4):225–230. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108668>

Received: 09.06.2023

Accepted: 14.09.2023

Published online: 02.03.2024

ВВЕДЕНИЕ

В предыдущих частях данной статьи рассмотрены используемые на данный момент методы стационарных расчётов воздухоохладителей, работающих в режиме с влаговываждением или инеевыпадением, продемонстрированы их преимущества и недостатки, а также мотивирована необходимость разработки новой математической модели. Вновь разработан метод расчётов, применимый к воздухоохладителям, работающим в «сухом» (без влаговываждения и инеевыпадения), «мокром» (с влаговываждением или инеевыпадением на всей поверхности) или комбинированном (с влаговываждением или инеевыпадением на части поверхности) режимах — как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом.

В данной (последней) части статьи будет пошагово изложен алгоритм применения вновь разработанного метода, а также будет приведено его сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата.

АЛГОРИТМ ПРИМЕНЕНИЯ

Примечание: префиксы номеров формул соответствуют частям статьи.

Резюмируя сказанное ранее, можно выделить следующий алгоритм применения разработанной методики:

1. Принять, что воздухоохладитель работает в «сухом» режиме — влаговываждение отсутствует на всей поверхности ТОА. Тогда необходимо определить:
 - 1.1. водяные эквиваленты $C_{h,dry}$, $C_{c,dry}$ и их отношение $C_{r,dry}$ по (II.17) и (II.9), соответственно;
 - 1.2. термические сопротивления R_c , R_{wall} и R_h по (II.16) и (II.1)–(II.7);
 - 1.3. числа единиц переноса теплоты NTU_{dry} и $NTU_{h,dry}$ по (II.10);
 - 1.4. эффективность процесса теплообмена ε_{dry} по (II.11)–(II.14) в зависимости от схемы течения;
 - 1.5. тепловую мощность Q_{dry} , температуры рабочих сред на выходе из ТОА $T_{h,2}$ и $T_{c,2}$ по (II.20)–(II.22);
 - 1.6. температуры стенки со стороны воздушного потока на его входе и выходе и $(T_{wall,h,1}$ и $T_{wall,h,2})$ по (II.18).
2. Если хотя бы одна из температур, полученных в подп. 1.6, ниже или равна температуре точки росы воздуха на входе, принять, что воздухоохладитель работает в «мокром» режиме — влаговываждение происходит на всей поверхности ТОА. Тогда необходимо определить:
 - 2.1. начальное приближение для значений $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$;
 - 2.2. значения b'_c , b'_{wall} и b'_h по (III.3)–(III.5);
 - 2.3. водяные эквиваленты $C_{h,wet}$, $C_{c,wet}$ и их отношение $C_{r,wet}$ по (III.7) и (II.9) соответственно;

- 2.4. термические сопротивления R_c , R_{wall} и R_h по (III.2) и (II.1) – (II.7), используя $\alpha_{h,wet}$ (III.6);
 - 2.5. числа единиц переноса теплоты NTU_{wet} и $NTU_{h,wet}$ по (II.10);
 - 2.6. эффективность процесса теплообмена ε_{wet} по (II.11)–(II.14) в зависимости от схемы течения;
 - 2.7. тепловую мощность Q_{wet} , параметры рабочих сред на выходе из ТОА $h_{h,2}$ и $T_{c,2}$ по (III.10)–(III.12);
 - 2.8. недостающие параметры воздуха на выходе, используя (III.13) и (III.15) или (III.16);
 - 2.9. температуры стенки со стороны охлаждающей среды и воздушного потока на его входе и выходе $(T_{wall,c,1}$, $T_{wall,c,2}$ и $T_{wall,h,1}$, $T_{wall,h,2})$ по (III.8) и (III.9) соответственно;
 - 2.10. новые значения $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$;
 - 2.11. повторять подп. 2.2–2.10 до тех пор, пока значения $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$ не сойдутся в пределах допустимой погрешности.
3. Если хотя бы одна из температур стенки со стороны воздушного потока, полученных в подп. 2.9, выше температуры точки росы воздуха на входе, воздухоохладитель работает в комбинированном режиме — влаговываждение происходит на части поверхности ТОА. Если схема течения противоточная или охлаждающая среда кипит при постоянной температуре, то необходимо определить следующее¹:
 - 3.1. водяные эквиваленты для сухой части поверхности $C_{h,dry}$, $C_{c,dry}$ и их отношение $C_{r,wet}$ по (II.17) и (II.9) соответственно;
 - 3.2. эффективность процесса теплообмена для сухой части поверхности ε_{dry} по (III.24) или (III.25) в зависимости от схемы течения;
 - 3.3. долю сухой поверхности теплообмена f_{dry} по (III.26) или (III.27) в зависимости от схемы течения;
 - 3.4. тепловую мощность на сухой части поверхности Q_{dry} по (III.22), температуры воздуха и охлаждающей среды в начале влаговываждения $T_{h,x}$ и $T_{c,x}$ по (III.21);
 - 3.5. начальное приближение для значений $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$ для мокрой части поверхности;
 - 3.6. значения b'_c , b'_{wall} и b'_h по (III.3)–(III.5);
 - 3.7. водяные эквиваленты для мокрой части поверхности $C_{h,wet}$, $C_{c,wet}$ и их отношение $C_{r,wet}$ по (III.7) и (II.9) соответственно;
 - 3.8. термические сопротивления R_c , R_{wall} и R_h (III.2) и (II.1)–(II.7), используя $\alpha_{h,wet}$ (III.6);
 - 3.9. числа единиц переноса теплоты для мокрой части поверхности NTU_{wet} и $NTU_{h,wet}$ по (II.10);

¹ В противном случае (при прямотоке или перекрестном токе) значение f_{dry} определяется итеративным путем. Также необходимо учитывать, что влаговываждение может начаться и на входе воздуха в ТОА, а выходной участок — будет сухим.

- 3.10. эффективность процесса теплообмена ε_{wet} по (III.19) или (III.20) в зависимости от схемы течения;
- 3.11. тепловую мощность на мокрой части поверхности Q_{wet} , удельную энтальпию воздуха на выходе из ТОА $h_{h,2}$ по (III.28) и (III.29) соответственно;
- 3.12. недостающие параметры воздуха на выходе, используя (III.30) и (III.31) или (III.32);
- 3.13. температуры стенки со стороны охлаждающей среды и воздушного потока на его входе и выходе ($T_{wall,c,1}$, $T_{wall,c,2}$ и $T_{wall,h,1}$, $T_{wall,h,2}$) по (III.8) и (III.9) соответственно;
- 3.14. новые значения $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$;
- 3.15. повторять подп. 3.6–3.14 до тех пор, пока значения $\bar{T}_{wall,c}$ и $\bar{T}_{wall,h}$ не сойдутся в пределах допустимой погрешности.

СРАВНЕНИЕ С МЕТОДОМ РАЗБИЕНИЯ НА СЕГМЕНТЫ

В качестве альтернативной методики расчетов воздухоохладителей для сравнения выбран подход посегментного разбиения: ТОА рассматривается как множество связанных между собой сегментов, режим работы каждого из которых рассчитывается отдельно; при этом выходные параметры рабочих сред предшествующего сегмента являются входными для последующего (рис. 1). К примеру, данный подход использовался в работах [1–3].

Очевидно, при увеличении количества сегментов точность расчета повышается, как минимум из-за того, что все теплофизические свойства рабочих веществ и температуры стенки определяются на каждом из сегментов — интегрально.

Сравнение произведено для множества режимов работы противоточного воздухоохладителя (включая комбинированный), в качестве рабочего вещества в котором использовалась вода при температуре на входе $+7^\circ\text{C}$

и на выходе $+12^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха определялся в соответствии с [4], а со стороны холодоносителя — в соответствии с [5]. Значение отклонения расчётной величины тепловой мощности, вычисленной с использованием вновь разработанного метода, от той же величины, вычисленной при помощи метода посегментного разбиения, в среднем составило 3,23% по модулю и не превышает 4,5% по модулю (см. рис. 2). Данное отклонение в первую очередь связано с определением теплофизических свойств рабочих веществ. В разработанной методике они находятся при параметрах на входе и выходе, а все критерии подобия вычисляются по их средним значениям. Как упоминалось ранее, в методе посегментного разбиения это происходит для каждого сегмента по отдельности.

На рис. 2 также хорошо видно, что разбиение ТОА на количество сегментов больше 40 нерационально, так как не ведет к значимому повышению точности расчета. На рис. 3 продемонстрировано усредненное соотношение времени расчетов, где значение для 1 сегмента соответствует вновь разработанному методу. Как видно, посегментное разбиение ТОА приводит к очень значительному увеличению времени выполнения расчетных программ. Например, при разбиении на 40 сегментов оно возрастает приблизительно в 18 раз по сравнению с использованием вновь разработанного метода, что можно назвать существенным преимуществом последнего. Это подтверждает тезис о нерациональности использования метода посегментного разбиения (как минимум при написании ПО для подбора оборудования), так как взамен на многократное увеличение времени, затраченного на расчёт, мы не получим значимого прироста в точности.

Расчетные программы написаны языке программирования Python и выполнялись с помощью его интерпретатора версии 3.8.10 для ОС Windows 11. Конфигурация ПК: центральный процессор Intel® Core™ i7-8750H, 16 ГБ оперативной памяти.

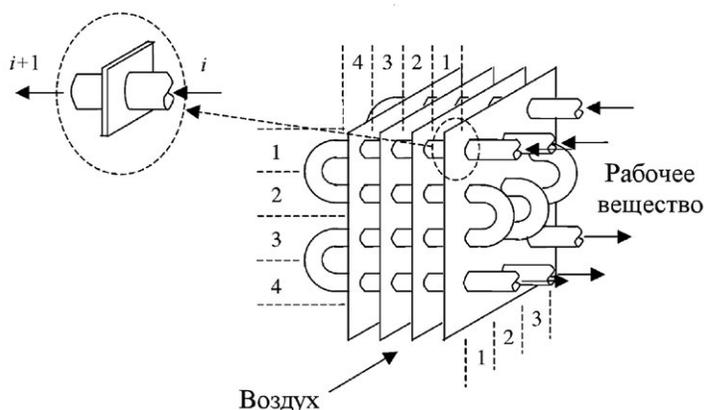


Рис. 1. Разбиение ТОА на сегменты.

Fig. 1. Division of the heat exchanger into segments.

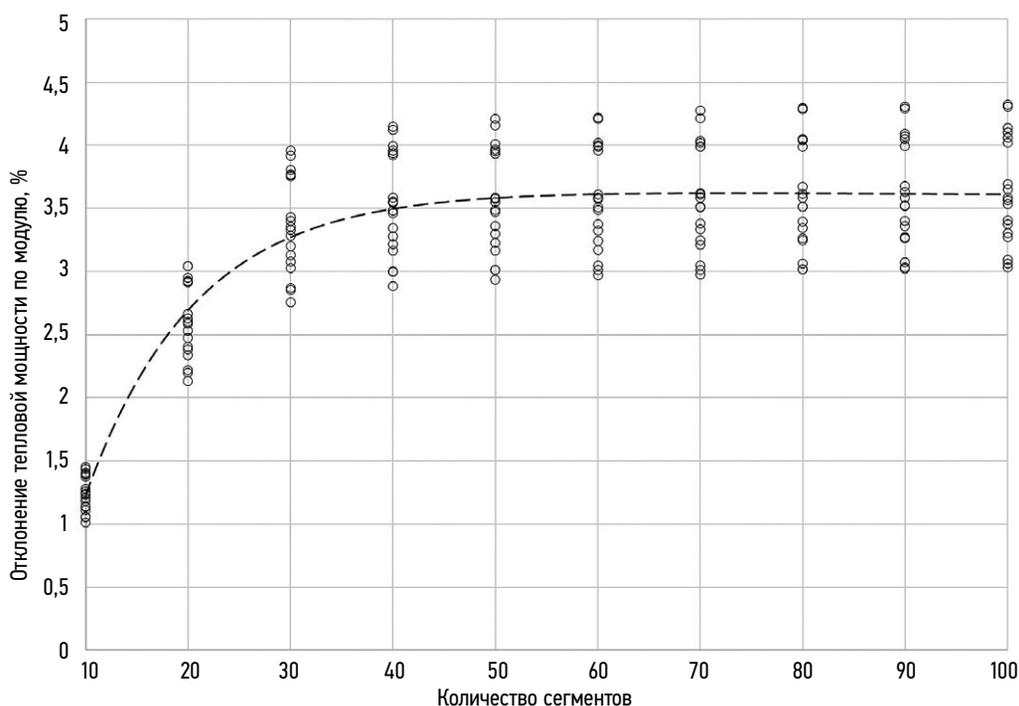


Рис. 2. Отклонение от метода разбиения на сегменты.

Fig. 2. Deviation from the segmented division method.

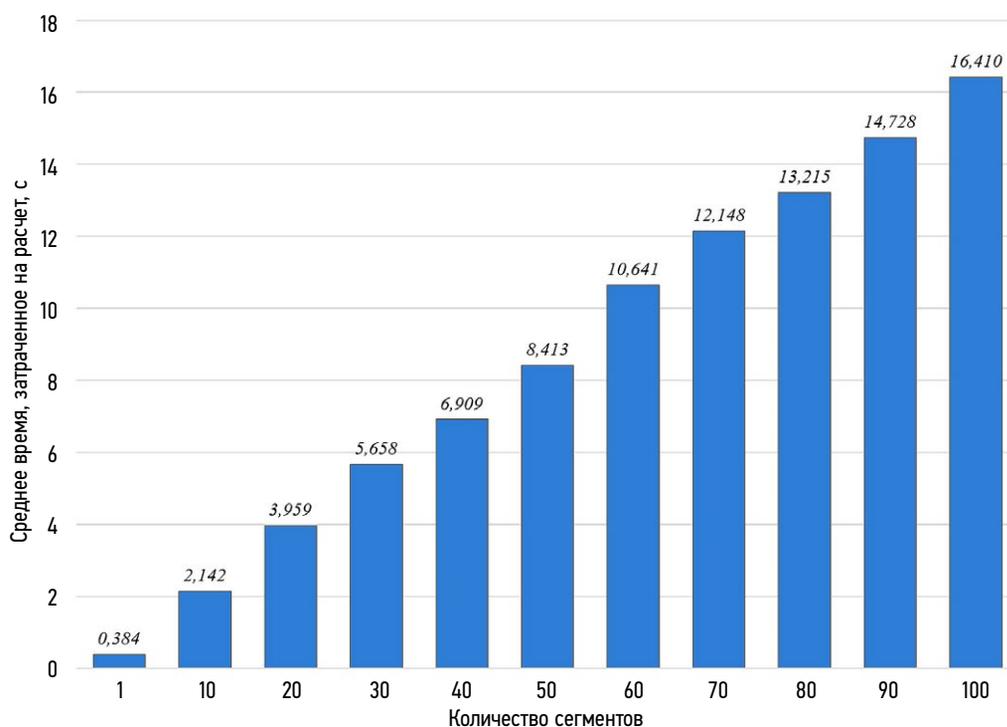


Рис. 3. Соотношение времени расчетов.

Fig. 3. Calculation time ratio.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как отмечалось ранее, разбиение ТОА на сегменты для расчёта не приводит к значимому повышению их точности по сравнению с новым методом — значение отклонения расчётной величины тепловой мощности

в среднем составило 3,23% по модулю и не превышает 4,5% по модулю, а напротив, очень существенно увеличивает время выполнения расчётных программ. К примеру, при разбиении ТОА на 40 сегментов время, затраченное на расчёты, увеличивается примерно в 18 раз по сравнению с использованием нового метода.

Учитывая вышесказанное, можно заключить, что вновь разработанный модифицированный метод эффективности-NTU ($m\text{-}\varepsilon\text{-NTU}$) может широко использоваться в целях подбора воздухоохлаждателей, их поверочных и конструкторских расчетов.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pirompugd W., Wongwises S., Wang C.C. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions // *Heat and Mass Transfer*. 2005. Vol. 41, N. 8. P. 756–765. doi: 10.1007/s00231-004-0581-x
2. Pirompugd W., Wongwises S., Wang C.C. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006. Vol. 49, N. 1–2. P. 132–143. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.05.043

REFERENCES

1. Pirompugd W, Wongwises S, Wang CC. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions. *Heat and Mass Transfer*. 2005;41(8):756–765. doi: 10.1007/s00231-004-0581-x
2. Pirompugd W, Wongwises S, Wang CC. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2006;49(1-2):132–143. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.05.043

ОБ АВТОРЕ

Владимир Алексеевич Портянихин;

адрес: Российская Федерация,
105005, Москва, Лefортoвская наб, д. 1;
ORCID: 0000-0003-4616-074X;
eLibrary SPIN: 6267-7392;
e-mail: v.portyanikhin@ya.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no conflict of interest

Funding source. This study was not supported by external sources of funding.

3. Wang J., Hihara E. Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method // *International Journal of Refrigeration*. 2003. Vol. 26, N. 3. P. 293–301. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00132-9
4. Kim N.H., Yun J.H., Webb R.L. Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers // *Journal of Heat Transfer*. 1997. Vol. 119, N. 3. P. 560–567. doi: 10.1115/1.2824141
5. Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow // *Int. Chem. Eng.* 1976. Vol. 16, N. 2. P. 359–368.

3. Wang J, Hihara E. Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method. *International Journal of Refrigeration*. 2003;26(3):293–301. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00132-9
4. Kim NH, Yun JH, Webb RL. Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*. 1997;119(3):560–567. doi: 10.1115/1.2824141
5. Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chem Eng*. 1976;16(2):359–368.

AUTHOR'S INFO

Vladimir A. Portyanikhin;

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaya, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0003-4616-074X;
eLibrary SPIN: 6267-7392;
e-mail: v.portyanikhin@ya.ru