DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

Модифицированный метод эффективность-NTU (m-ε-NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговыпадением или инеевыпадением. Часть I

В.А. Портянихин

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

АННОТАЦИЯ

В настоящей статье проведен литературный обзор методов стационарных расчётов воздухоохладителей, работающих в режиме с влаговыпадением или инеевыпадением. Рассмотрены применяемые на текущий момент подходы, а именно: метод коэффициента влаговыпадения; метод среднелогарифмического энтальпийного напора (LMED); метод эквивалентной температуры сухого термометра (EDT); а также метод ε-NTU (эффективность – число единиц переноса теплоты) для расчёта противоточных водяных воздухоохладителей. Показаны их основные отличия и приведены ключевые выражения, используемые в них. Сопоставление преимуществ и недостатков рассмотренных методов показало рациональность использования подхода ε-NTU ввиду возможности его применения как для конструкторских, так и для поверочных расчётов теплообменных аппаратов. Так как при наличии влаговыпадения или инеевыпадения классический ε-NTU метод напрямую неприменим, возникает необходимость его адаптации к расчётам воздухоохладителей всех типов (как противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и с её фазовым переходом) для корректного описания влияния вышеназванных процессов на теплообмен.

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

Как цитировать:
Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективность-NTU (m-ε-NTU) для расчёта воздухо-охладителей в режиме с влаговыпадением или инеевыпадением. Часть I // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 1. С. 5–11. DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

Рукопись получена: 09.06.2022 **Рукопись одобрена:** 14.09.2022 **Опубликована онлайн:** 19.07.2023

ЭКО•ВЕКТОР

Статья доступна по лицензии CC BY-NC-ND 4.0 International
© Эко-Вектор, 2022

DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

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

Vladimir A. Portyanikhin

Bauman Moscow State Technical University (national research university), Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

In this part of the article, a literary review of various methods of stationary calculations of air coolers operating under dehumidifying or frost conditions is performed. The approaches used at the moment are reviewed, namely, the dehumidification coefficient method, logarithmic enthalpy difference method, equivalent dry-bulb temperature method, and the efficiency–number of heat transfer units (ε–NTU) method, for calculating counterflow, chilled water coils. Their main differences are demonstrated, and the key expressions used in them are provided. A comparison of the advantages and disadvantages of the methods showed the rationality of using the ε–NTU approach owing to the possibility of its application for both design and verification calculations of heat exchangers. The classical ε–NTU method is not directly applicable under dehumidifying or frost conditions. Hence, we must adapt it to calculations of air coolers of all types (both counterflow and parallel-flow air coolers with and without phase transition of cooling fluid, respectively) to correctly describe the effect of the abovementioned processes on heat exchange.

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 I. *Refrigeration Technology*. 2021;110(1):5–11. DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

Received: 09.06.2022 **Accepted:** 14.09.2022 **Published online:** 19.07.2023

ECO•VECTOR

The article can be used under the CC BY-NC-ND 4.0 license

© Eco-Vector, 2022

ВВЕДЕНИЕ

В системах холодоснабжения и кондиционирования воздуха теплообменные аппараты (ТОА) имеют одно из ключевых значений. Правильный расчёт и подбор ТОА существенно влияет на качество работы установки, а именно: на время её выхода к расчётному режиму и как таковую возможность этого, на соответствие действительных рабочих характеристик заявленным и т.д. Кроме того, верный подбор ТОА способствует минимизации возможных экономических затрат вследствие переразмеривания аппарата ещё на этапе производства системы, поэтому он играет важную роль в реализации проекта.

Как правило, в системах холодоснабжения и кондиционирования охлаждаемой средой является влажный воздух. В случае, когда температура поверхности ТОА со стороны влажного воздуха в какой-либо точке ниже или равна температуре точки росы, имеет место процесс конденсации водяных паров. Температура поверхности может меняться в зависимости от температур рабочих сред и интенсивности теплоотдачи с каждой из сторон. Таким образом, режим работы воздухоохладителя может быть «сухим» (без влаговыпадения), «мокрым» (с влаговыпадением на всей поверхности) или комбинированным (с влаговыпадением на части поверхности). При температуре поверхности ниже или равной 0,01 °C (температура тройной точки воды) влаговыпадение переходит в инеевыпадение.

Процесс влаговыпадения или инеевыпадения из влажного воздуха при его охлаждении оказывает существенное влияние на режим работы ТОА, так как теплообмен начинает сопровождаться массообменном. По этой причине подобные процессы нуждаются в точном описании для предотвращения значимого расхождения между данными, полученными в результате эмпирических исследований и расчётов.

ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

Особой практической ценностью обладает расчёт стационарных режимов работы, так как проектирование и подбор ТОА выполняется именно с его помощью. Для стационарных расчётов существует два классических подхода: метод *LMTD* (среднелогарифмического температурного напора) и метод *ε-NTU* (эффективность – ЧЕП[1]).

Первый хорошо подходит для конструкторских расчётов ТОА, однако, является не лучшим выбором для поверочных, так как при поверочном расчёте он чрезмерно чувствителен к начальным приближениям, что приводит к большому количеству итераций при поиске решения. Этот факт является существенным недостатком данной методики, так как ТОА проектируется под строго определенный режим редко – гораздо чаще стоит противоположная задача, подбора ТОА из уже существующей линейки типоразмеров, выпускаемой каким-либо предприятием-производителем.

Метод *ε-NTU* лишён данного недостатка, так как использует в своей основе концепцию эффективности ТОА – отношения реальной тепловой нагрузки к максимальной достижимой[2], и одинаково хорош как для конструкторских, так и для поверочных расчётов ТОА.

Обе классические методики напрямую неприменимы к аппаратам, в которых происходит охлаждение влажного воздуха с влаговыпадением или инеевыпадением, так как они не учитывают влияния массообмена. Поэтому было разработано множество их адаптаций, учитывающих особенности данного процесса, о которых пойдет речь далее.

МЕТОД КОЭФФИЦИЕНТА ВЛАГОВЫПАДЕНИЯ

В монографиях В.А. Григорьева и Ю.И. Крохина [1], а также Г.Н. Даниловой и др. [2] предлагается достаточно простое решение учёта влияния влаговыпадения и инеевыпадения на процесс теплообмена – введение коэффициента влаговыпадения.

Коэффициент влаговыпадения является отношением полной тепловой нагрузки к явной:

$$\xi = \frac{h_{h,1} - h_{h,2}}{\overline{c}_{p,h}\left(T_{h,1} - T_{h,2}\right)}, \qquad (1)$$

где $h_{h,1}$ и $h_{h,2}$ – удельные энтальпии влажного воздуха на входе и на выходе соответственно, Дж/кг; $\overline{c}_{p,h}$ – средняя удельная изобарная теплоёмкость влажного воздуха (относительно параметров на входе и на выходе), Дж/кг/К; $T_{h,1}$ и $T_{h,2}$ – температуры влажного воздуха на входе и на выходе соответственно, К.

Тогда коэффициент теплоотдачи со стороны влажного воздуха при наличии влаговыпадения или инеевыпадения:

$$\alpha_{h,wet} = \begin{cases} \xi\,\alpha_{h,dry}, & \text{при влаговыпадении;} \\ \left(\dfrac{1}{\xi\,\alpha_{h,dry}} + \dfrac{\delta_{frost}}{\lambda_{frost}}\right)^{-1}, & \text{при инеевыпадении;} \end{cases} \qquad (2)$$

где $\alpha_{h,dry}$ – коэффициент теплоотдачи воздуха при «сухом» теплообмене, Вт/м²/К; δ_{frost} и λ_{frost} – толщина слоя инея и его средняя теплопроводность, м и Вт/м/К соответственно.

[1] Число единиц переноса теплоты.

[2] Максимально достижимая тепловая нагрузка соответствует ТОА с бесконечной площадью поверхности теплообмена.

DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

Вычисление коэффициента теплоотдачи влажного воздуха по формуле (2) позволяет в дальнейшем использовать классические методы стационарных расчётов ТОА при рассмотрении тепломассообмена – LMTD и ε-NTU в их оригинальном виде, что является существенным преимуществом. Однако, задачу точного учёта количества выпавшего на поверхность теплообмена конденсата это не решает, что в конечном итоге значительно влияет на величину полной тепловой мощности. В рамках рассматриваемого подхода объём влаговыпадения рассчитывается либо по равновесному методу, либо по байпас-методу.

Использование равновесного метода предполагает допущение об отсутствии температурного градиента между воздухом в ядре потока и у стенки. Таким образом, охлаждение влажного воздуха происходит при постоянном влагосодержании вплоть до его температуры точки росы, а лишь затем начинает сопровождаться влаговыпадением и далее «идёт» по линии насыщения.

В основе байпас-метода лежит допущение о том, что некоторая часть влажного воздуха охлаждается до температуры стенки, при этом оставшаяся его часть никаким образом не участвует в теплообмене и покидает ТОА при своих первоначальных параметрах, а результирующее состояние воздуха на выходе из аппарата соответствует точке смешения этих частей. Иными словами, процесс охлаждения влажного воздуха «идёт» по лучу от его первоначального состояния к точке с температурой стенки, лежащей на линии насыщения.

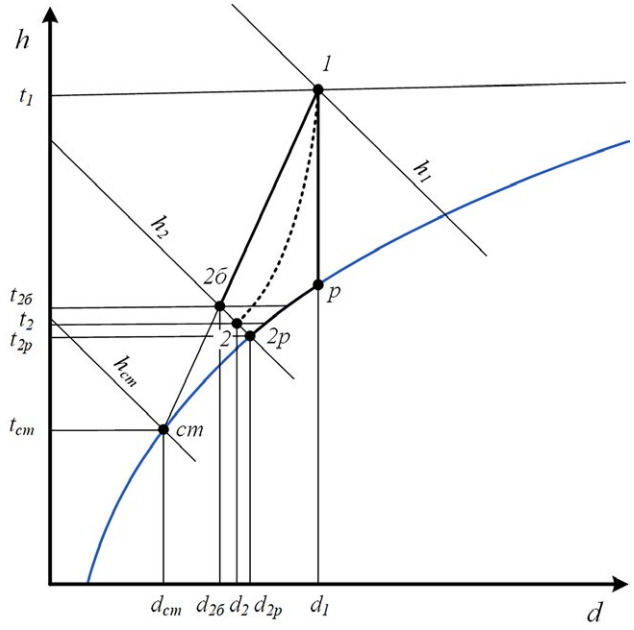

Рис. 1. Процесс охлаждения влажного воздуха на диаграмме Молье (1–2р – по равновесному методу, 1–2б – по байпас-методу, 1–2 – реальный процесс).
Fig. 1. Process of moist air cooling on the Mollier diagram (1–2p – according to the equilibrium method, 1–2b – according to the bypass method, 1–2 – the real process).

Разумеется, оба допущения далеки от реальности: в первом случае объём влаговыпадения занижается, а во втором – завышается, как и показано на рис. 1. При значительных перепадах температур влажного воздуха на входе и на выходе из ТОА, что нередко встречается в системах кондиционирования воздуха, использование метода коэффициента влаговыпадения может привести к существенной погрешности в определении полной тепловой мощности аппарата.

МЕТОД СРЕДНЕЛОГАРИФМИЧЕСКОГО ЭНТАЛЬПИЙНОГО НАПОРА (LMED)

Впервые использование энтальпийного напора вместо температурного при решении задач тепломассообмена предложено Гудманом в 1938 [3]. То есть при «сухом» теплообмене движущим потенциалом является разность температур, а при тепломассообмене – разность энтальпий.

В 1970 Трелкелд [4] модифицирует математическую модель Гудмана для применения к стационарным расчётам воздухоохладителей в режиме с влаговыпадением. Приняв зависимость энтальпии насыщенного влажного воздуха от температуры за линейную, Трелкелд получил аналитическое решение уравнений тепломассообмена. Предложенный им метод среднелогарифмического энтальпийного напора (*LMED*) обрёл широкую распространённость ввиду схожести с аналогичным классическим методом (*LMTD*). Однако, уже известные недостатки *LMTD* метода также присущи и данному подходу.

В соответствии с *LMED* методом тепловая мощность при наличии влаговыпадения:

$$Q_{wet} = k_{wet}\, A\, \Delta h_{ln}, \qquad (3)$$

где k_{wet} – коэффициент теплопередачи при влаговыпадении, кг/с/м^2; A – площадь поверхности теплообмена, к которой отнесен k_{wet}, м^2; Δh_{ln} – среднелогарифмический энтальпийный напор, Дж/кг;

Для противоточного и прямоточного ТОА среднелогарифмический энтальпийный напор можно выразить как:

$$\Delta h_{ln} = \begin{cases} \dfrac{\left(h_{h,1} - h_{s,c,2}\right) - \left(h_{h,2} - h_{s,c,1}\right)}{\ln\left(\dfrac{h_{h,1} - h_{s,c,2}}{h_{h,2} - h_{s,c,1}}\right)}, & \text{при противотоке;} \\ \dfrac{\left(h_{h,1} - h_{s,c,1}\right) - \left(h_{h,2} - h_{s,c,2}\right)}{\ln\left(\dfrac{h_{h,1} - h_{s,c,1}}{h_{h,2} - h_{s,c,2}}\right)}, & \text{при прямотоке;} \end{cases} \qquad (4)$$

где $h_{s,c,1}$ и $h_{s,c,2}$ – удельные энтальпии влажного воздуха на линии насыщения при температурах $T_{c,1}$ и $T_{c,2}$

соответственно, Дж/кг. $T_{c,1}$ и $T_{c,2}$ – температуры охлаждающей среды на входе и на выходе соответственно, К.

Трелкелд не проводил эмпирических исследований для верификации предложенной им математической модели, однако, в 1977 Эльмахди и Миталас [5] сравнили её выходные данные с экспериментальными, полученными для двух различных конструкций воздухоохладителей, и подтвердили хорошую сходимость. «Американское общество инженеров по отоплению, холодоснабжению и кондиционированию воздуха» (*ASHRAE*, США) [6] и «Институт кондиционирования воздуха, отопления и холодоснабжения» (*AHRI*, США) [7] рекомендуют метод среднелогарифмического энтальпийного напора для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговыпадением и анализа данных, полученных в результате их испытаний.

В 2005 и 2006 Пиромпугд и др. в 2 статьях [8, 9] представили свою вариацию метода среднелогарифмического энтальпийного напора с посегментным разбиением ТОА, в которой получили уравнение для определения влаговыпадения в зависимости от изменения удельной энтальпии влажного воздуха, а также зависимости для определения критерия Чилтона-Колберна влажного воздуха, описывающие как тепло-, так и массообмен.

В 2009 Ксиа и др. [10] разработали *m-LMED* метод[3], в котором отказались от первоначального допущения о единичном критерии Льюиса $\left(Le \neq 1\right)$, определяющем соотношение тепло- и массообмена, а также предложили уравнения, учитывающие это. Сравнение с численным решением системы дифференциальных уравнений тепломассообмена показало хорошую сходимость.

МЕТОД ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ СУХОГО ТЕРМОМЕТРА (EDT)

В 2003 Уонг и Хихара [11] предложили метод эквивалентной температуры сухого термометра (*EDT*). В нем процесс охлаждения влажного воздуха с влаговыпадением заменяется эквивалентным процессом без влаговыпадения, ограниченным теми же изоэнтальпами, благодаря чему становится возможным применение классического метода среднелогарифмического температурного напора (*LMTD*) в неизменном виде. Вместе с тем, использование *EDT* метода возможно только при разбиении аппарата на множество связанных между собой сегментов, режим работы каждого из которых рассчитывается отдельно, что ведёт к значительному увеличению времени выполнения расчётных программ.

В соответствии с *EDT* методом тепловая мощность одного сегмента ТОА при наличии влаговыпадения:

$$dQ_{wet} = k_{wet,eq}\, dA\, \Delta T_{ln,eq}, \qquad (5)$$

где $k_{wet,eq}$ – коэффициент теплопередачи при влаговыпадении (аналогичен k_{wet} из *LMED* метода, разделенному на $\overline{c}_{p,h}$), Вт/м²/К; dA – площадь поверхности теплообмена (одного сегмента ТОА), к которой отнесен $k_{wet,eq}$, м²; $\Delta T_{ln,eq}$ – среднелогарифмический температурный напор эквивалентного «сухого» процесса, К.

К достоинствам этой модели по сравнению с методом коэффициента влаговыпадения можно отнести точный учёт объёма, выпадающего на поверхность теплообмена водяного конденсата. Кроме того, в сравнении со многими другими подходами некоторым преимуществом *EDT* метода является рассмотрение таких участков аппарата, в которых процесс конденсации водяных паров из воздуха идёт на основании ребра, а на его оставшейся части[4] – не происходит.

МЕТОД E-NTU ДЛЯ РАСЧЁТА ПРОТИВОТОЧНЫХ ВОДЯНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Браун в своей кандидатской диссертации 1988 года [12] и статье 1989 года [13] подчёркивает рациональность использования *ε-NTU* метода, в особенности для поверочных расчётов, и модифицирует его для применения к противоточным водяным воздухоохладителям, работающим в режиме с влаговыпадением. При сравнении с решением системы дифференциальных уравнений тепло- и массообмена численным методом полученная методика показала отличную сходимость.

В соответствии с рассматриваемым методом тепловая мощность при наличии влаговыпадения:

$$Q_{wet} = \varepsilon_{wet}\, m_h \left(h_{h,1} - h_{s,c,1}\right), \qquad (6)$$

где ε_{wet} – эффективность процесса теплообмена при влаговыпадении; – массовый расход влажного воздуха, кг/с.

А эффективность процесса теплообмена при влаговыпадении:

$$\varepsilon_{wet} = \frac{1 - \exp\left[-NTU_{wet}\left(1 - C_{r,wet}\right)\right]}{1 - C_{r,wet}\exp\left[-NTU_{wet}\left(1 - C_{r,wet}\right)\right]}, \qquad (7)$$

где NTU_{wet} – число единиц переноса теплоты при влаговыпадении; $C_{r,wet}$ – отношение водяных эквивалентов при влаговыпадении.

[3] Модифицированный метод среднелогарифмического энтальпийного напора.

[4] Обладающей большей температурой, выше температуры точки росы воздуха.

DOI: https://doi.org/10.17816/RF108665

В соответствии с рассматриваемым методом, для расчёта комбинированного режима работы ТОА (с влаговыпадением на части поверхности) строго необходимо итеративное вычисление доли площади сухой поверхности. Так как это неизбежно ведет к увеличению времени выполнения расчётных программ, автор предлагает в качестве альтернативы отказ от рассмотрения комбинированного режима и его замену на «сухой» или «мокрый» – с наибольшей тепловой мощностью. Такое допущение несомненно ведет к увеличению погрешности, однако, по оценкам Брауна, точность расчёта в таких случаях является удовлетворительной.

Так как объектом исследований Брауна являлись именно противоточные воздухоохладители, в качестве охлаждающей среды в которых используется вода или незамерзающие растворы, автор рассматривал только данный частный случай – его модель не универсальна и неприменима к испарителям или прямоточным воздухоохладителям. Однако стоит отметить, что выбранный Брауном подход можно назвать оптимальным ввиду возможности его применения как к конструкторским, так и к поверочным расчётам ТОА.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам рассмотрения основных методов стационарных расчётов воздухоохладителей, работающих в режиме с влаговыпадением или инеевыпадением, можно заключить следующее.

Метод коэффициента влаговыпадения достаточно прост и удобен в использовании, но обладает ключевым недостатком – он не решает задачу точного учёта количества выпавшего на поверхность теплообмена конденсата, что существенно увеличивает погрешность расчётов (в особенности при высоких перепадах температур влажного воздуха на входе и на выходе из ТОА, что нередко встречается в системах кондиционирования воздуха).

Метод среднелогарифмического энтальпийного напора (*LMED*), а также подходы, основанные на нём, указанную задачу решают. Однако, при их использовании возникает другая проблема – невозможность их применения к поверочным расчётам ТОА ввиду большой чувствительности к начальным приближениям. Как отмечалось ранее, поверочные расчёты ТОА на практике встречаются гораздо чаще конструкторских.

Метод эквивалентной температуры сухого термометра (*EDT*) требует посегментного разбиения ТОА, что существенно осложняет алгоритм расчётных программ и увеличивает время их выполнения. Это не приводит к значительному увеличению точности расчётов и нерационально, к примеру, при реализации ПО для подбора оборудования.

Метод *ε-NTU* для расчёта противоточных водяных воздухоохладителей одинаково хорошо применим как к конструкторским, так и к поверочным расчётам, однако обладает рядом недостатков, а именно: не универсальность – применимость только к противоточным водяным воздухоохладителям; расчёт комбинированного режима работы ТОА возможен только при итеративном вычислении доли сухой поверхности.

В следующих частях настоящей статьи будет использован схожий с [12,13] подход, и метод *ε-NTU* будет адаптирован ко всем типам воздухоохладителей, работающим в режиме с влаговыпадением или без него – как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares that there is no conflict of interest.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебн. пособие для вузов. М.: Энергоиздат, 1982.

2. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Под ред. Г.Н. Даниловой, 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1986.

3. Goodman W. Performance of coils for dehumidifying air // Heating, Piping and Air Conditioning. 1938. Vol. 11, N 10. P. 697–707.

4. Threlkeld J.L. Thermal environmental engineering. Hoboken: Prentice Hall, 1970.

5. Elmahdy A.H., Mitalas G.P. A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating the energy requirements of buildings // ASHRAE Transactions. 1977. Vol. 83, N 2. P. 103.

6. HVAC Systems and Equipment Handbook (SI Edition). Peachtree Corners: ASHRAE, 2016.

7. AHRI Standard 410-2001. Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils. Arlington: AHRI, 2011.

8. 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
9. Pirompugd W., Wongwises S., Wang C.C. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49, N 1–2. P. 132–143. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.05.043
10. Xia L., Chan M.Y., Deng S.M., et al. A modified logarithmic mean enthalpy difference (LMED) method for evaluating the total heat transfer rate of a wet cooling coil under both unit and non-unit Lewis Factors // Int. J. Therm. Sci. 2009. Vol. 48, N 11. P. 2159–2164. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.04.002
11. Wang J., Hihara E. Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method // Int. J. Refrigeration. 2003. Vol. 26, N 3. P. 293–301. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00132-9
12. Braun J.E. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems. Wisconsin: University of Wisconsin, 1988.
13. Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils // ASHRAE Transactions. 1989. Vol. 95, N 2. P. 164–174.

REFERENCES

1. Grigoriev VA, Krokhin YuI. *Heat and mass transfer apparatus of cryogenic technology: tutorial for universities.* Moscow: Energoizdat; 1982. (in Russ).
2. Danilova GN, Bogdanov SN, Ivanov OP, et al. *Heat exchangers for refrigeration installations.* Ed. Danilova GN, 2nd ed. Leningrad: Mashinostroenie; 1986. (in Russ).
3. Goodman W. Performance of coils for dehumidifying air. *Heating, Piping and Air Conditioning.* 1938;11(10):697–707.
4. Threlkeld JL. *Thermal environmental engineering.* Hoboken: Prentice Hall, 1970.
5. Elmahdy AH, Mitalas GP. A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating the energy requirements of buildings. *ASHRAE Transactions.* 1977;83(2):103.
6. *HVAC Systems and Equipment Handbook (SI Edition).* Peachtree Corners: ASHRAE; 2016.
7. *AHRI Standard 410-2001. Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils.* Arlington: AHRI; 2011.
8. 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
9. Pirompugd W, Wongwises S, Wang CC. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *Int. J. Heat and Mass Transfer.* 2006. № 1–2 (49). P. 132–143. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.05.043
10. Xia L, Chan MY, Deng SM, et al. A modified logarithmic mean enthalpy difference (LMED) method for evaluating the total heat transfer rate of a wet cooling coil under both unit and non-unit Lewis Factors. *Int. J. Therm. Sci.* 2009;48(11):2159–2164. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.04.002
11. Wang J, Hihara E. Prediction of air coil performance under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method. *Int. J. Refrigeration.* 2003;26(3):293–301. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00132-9
12. Braun JE. *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems.* Wisconsin: University of Wisconsin; 1988.
13. Braun JE, Klein SA, Mitchell JW. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transactions.* 1989;95(2):164–174.

ОБ АВТОРЕ

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

AUTORS' INFO

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