

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf108666>



Модифицированный метод эффективности-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть II

В.А. Портянихин

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

АННОТАЦИЯ

Разработанный метод расчетов, применимый к воздухоохладителям, работающим в «сухом» (без влаговываждения), «мокро» (с влаговываждением на всей поверхности) или комбинированном (с влаговываждением на части поверхности) режимах — как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. Сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата показало хорошую сходимость результатов расчетов при многократном сокращении времени их выполнения, благодаря чему, вновь разработанный метод может широко использоваться в целях подбора воздухоохладителей, их поверочных и конструкторских расчетов.

Во второй части статьи приведены основные зависимости, используемые для стационарных расчётов воздухоохладителей, которые являются общими для «сухого» (без влаговываждения и инеевыпаждения), «мокро» (с влаговываждением или инеевыпаждением на всей поверхности) и комбинированного (с влаговываждением или инеевыпаждением на части поверхности) режимов работы. Описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «сухом» режиме. Выведены формулы для определения температуры поверхности теплообмена как со стороны охлаждающей среды, так и со стороны влажного воздуха. Немаловажно то, что данные формулы применимы как для воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. Приведён критерий перехода от «сухого» режима работы воздухоохладителя к «мокрому» или комбинированному.

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

Как цитировать:

Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективности-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть II // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 71–76. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf108666>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108666>

Modified efficiency-NTU method ($m\text{-}\varepsilon\text{-NTU}$) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II

Vladimir A. Portyanikhin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

This study presents a calculation method that can be applied to counterflow and straight-through air coolers operating in “dry” (without condensation), “wet” (with condensation on the entire surface), or “nonbinary” (with condensation on a part of the surface) modes for cases with and without the cooling medium undergoing a phase transition. Comparing the results obtained from the proposed method with those obtained from the method of segmental division of the heat exchange apparatus showed good convergence, with the proposed method requiring considerable lesser time for their execution. Hence, the novel proposed method can be widely used for the selection, verification, and structural calculations related to air coolers.

In the second part of this study, the main mathematical relations used for stationary calculations related to air coolers are provided. These dependencies are applicable to the dry, wet, and combined conditions. The method used for performing calculations related to air coolers operating in “dry” conditions is described herein. Formulas for determining the heat exchange surface with respect to the cooling fluid and humid air are derived herein. Moreover, these formulas can be used for calculations related to air coolers with or without a phase transition of the cooling fluid. Moreover, the criterion of transition of the air cooler from the “dry” operating mode to the “wet” or “combined” mode is provided in this study.

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 ($m\text{-}\varepsilon\text{-NTU}$) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):71–76. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108666>

Received: 09.06.2022

Accepted: 14.09.2022

Published online: 08.08.2023

ВВЕДЕНИЕ

В предыдущей части статьи проведен литературный обзор используемых на данный момент методов стационарных расчётов воздухоохладителей, работающих в режиме с влаговыведением или инеевыпадением. Исследование их преимуществ и недостатков показало рациональность использования подхода ε - NTU (эффективность – ЧЕП¹). Классический ε - NTU метод напрямую неприменим к поставленной задаче, так как не учитывает влияние массообмена на процесс теплообмена. Адаптация ε - NTU метода, изложенная в кандидатской диссертации Брауна [1] и его статье [2], обладает рядом недостатков: не универсальность — применимость только к противоточным водяным воздухоохладителям; расчёт комбинированного режима работы ТОА возможен только при итеративном вычислении доли сухой поверхности.

Учитывая сказанное ранее, можно прийти к выводу о том, что возникает необходимость в универсальной адаптации ε - NTU метода, лишённой названных недостатков и применимой к стационарным расчётам воздухоохладителей всех типов, работающих как в «сухом» и «мокром», так и в комбинированном режимах. В данной части статьи будут приведены основные расчётные зависимости, а также будет описан метод расчёта воздухоохладителей при отсутствии влаговыведения и инеевыпадения.

ОБЩИЕ ВЫРАЖЕНИЯ

Оребрение, увеличивающее поверхность теплообмена и развивающее эффективность ТОА, рационально со стороны рабочей среды, обладающей наименьшей теплоотдачей. По данной причине в воздухоохладителях оребрение всегда выполняют со стороны воздушного потока.

КПД оребренной поверхности:

$$\eta_h = 1 - \frac{A_f}{A_h} (1 - \eta_f), \quad (II.1)$$

где A_f — площадь оребрения, м²; A_h — площадь теплообменной поверхности со стороны воздуха, м²; η_f — КПД ребра.

КПД сплошного оребрения [3] шахматных и коридорных пучков, можно определить по формулам (II.2)–(II.7):

$$\eta_f = \frac{\tanh(m r_c \varphi) \cos(0,1 m r_c \varphi)}{m r_c \varphi}; \quad (II.2)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_h}{\lambda_f \delta_f}}; \quad (II.3)$$

$$\varphi = \left(\frac{r_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{eq}}{r_c} \right) \right]; \quad (II.4)$$

$$r_{eq} = \begin{cases} 1,27 X_1 \sqrt{\frac{X_2}{X_1}} - 0,3, & \text{для шахматного пучка труб;} \\ 1,28 X_1 \sqrt{\frac{X_2}{X_1}} - 0,2, & \text{для коридорного пучка труб;} \end{cases} \quad (II.5)$$

$$X_1 = P_1/2; \quad (II.6)$$

$$X_2 = \begin{cases} \frac{\sqrt{(P_1/2)^2 + P_2^2}}{2}, & \text{для шахматного пучка труб;} \\ P_2/2, & \text{для коридорного пучка труб;} \end{cases} \quad (II.7)$$

где m — параметр ребра, м⁻¹; r_c — наружный радиус труб с учётом толщины воротника, м; φ — безразмерный коэффициент; α_h — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/м²/К; λ_f — теплопроводность материала ребра, Вт/м/К; δ_f — толщина ребра, м; r_{eq} — эквивалентный радиус ребра, м; X_1 и X_2 — геометрические параметры, м; P_1 — шаг труб во фронтальном сечении, м; P_2 — шаг между рядами труб, м.

Согласно [3] формула Хонга-Уэбба обладает существенно меньшими погрешностями в широком диапазоне параметров по сравнению с более распространённой формулой Шмидта² [4]. К примеру, при $r_{eq}/r_c = 3$ и $m[r_{eq} - r_c] \leq 2,5$ формула Хонга-Уэбба показывает отклонение от точного решения в размере около 1,8%, в то время как формула Шмидта — 8%.

Коэффициент теплопередачи:

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{k_c A_c} = \frac{1}{k_h A_h} = \sum_{i=1}^n R_i = R_c + R_{wall} + R_h, \quad (II.8)$$

где k_c и k_h — коэффициенты теплопередачи, отнесённые к A_c и A_h соответственно, Вт/м²/К (в «сухом» режиме) или кг/с/м² (в «мокром» режиме); A_c и A_h — площади поверхности со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, м²; R_c , R_{wall} и R_h — термические сопротивления холодного потока, стенки и тёплого потока соответственно, К/Вт (в «сухом» режиме) или с/кг (в «мокром» режиме).

Отношение водяных эквивалентов:

$$C_r \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\min(C_h, C_c)}{\max(C_h, C_c)}, \quad (II.9)$$

где C_{min} , C_{max} , C_h и C_c — водяные эквиваленты: минимальный, максимальный, тёплого и холодного потоков

¹ Число единиц переноса теплоты.

² Прообраз формулы Хонга-Уэбба без множителя $\cos(0,1 m r_c \varphi)$.

соответственно, Вт/К (в «сухом» режиме) или кг/с (в «мокро» режиме).

Числа единиц переноса теплоты:

$$\begin{aligned} NTU &\equiv \frac{kA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}(R_c + R_{wall} + R_h)}; \\ NTU_c &= \frac{1}{C_c(R_c + R_{wall})}; \\ NTU_h &= \frac{1}{C_h R_h}, \end{aligned} \quad (II.10)$$

где NTU , NTU_c и NTU_h — числа единиц переноса теплоты: общее, приведённое к «холодной» и «тёплой» сторонам³ соответственно.

Трубчато-ребристые воздухоохладители, количество рядов труб в которых больше 1, следует рассматривать как противоточные или прямоточные ТОА, так как с увеличением числа ходов до 4 они становятся эквивалентными ТОА с названными схемами течения по тепловой мощности [1].

Эффективность процесса теплообмена для противоточной (II.11), прямоточной (II.12) и перекрёстно-точной (II.13) схем течения [5]:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}, & C_r < 1; \\ \frac{NTU}{1 + NTU}, & C_r = 1; \end{cases} \quad (II.11)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}; \quad (II.12)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \left\{ \exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1 \right\}\right]. \quad (II.13)$$

В том случае, когда одно из рабочих веществ претерпевает фазовый переход при постоянной температуре (для воздухоохладителей — кипящий хладагент⁴), максимальный водяной эквивалент стремится к бесконечности⁵ ($C_{max} \rightarrow \infty$), следовательно отношение водяных эквивалентов равно нулю ($C_r = 0$), поэтому

эффективность процесса теплообмена для всех схем течения принимает вид:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (II.14)$$

«СУХОЙ» РЕЖИМ

«Сухой» режим наблюдается, если температура поверхности теплообмена со стороны влажного воздуха во всех точках выше его температуры точки росы на входе. В данном случае могут быть использованы выражения из метода ε - NTU в неизменном виде.

Основное уравнение теплопередачи для «сухого» режима⁶, где все температуры являются локальными по ходу сред:

$$\frac{T_{wall,c} - T_c}{R_{c,dry}} = \frac{T_{wall,h} - T_{wall,c}}{R_{wall,dry}} = \frac{T_h - T_{wall,h}}{R_{h,dry}}, \quad (II.15)$$

где $T_{wall,c}$ и $T_{wall,h}$ — температуры стенки со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, К; T_c и T_h — температуры холодного и тёплого потоков соответственно, К.

Уравнение коэффициента теплопередачи для воздухоохладителей с оребрением только со стороны воздушного потока в «сухом» режиме:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{dry} A} &= \frac{1}{k_{c,dry} A_c} = \frac{1}{k_{h,dry} A_h} = \frac{1}{\alpha_c A_c} + \frac{R_{c,dry}}{A_c} + \\ &+ \underbrace{\frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda_i L} + \frac{\ln(D_c/D_o)}{2\pi\lambda_f L}}_{R_{wall,dry}} + \underbrace{\frac{R_{f,h}}{\eta_{h,dry} A_h} + \frac{1}{\alpha_{h,dry} \eta_{h,dry} A_h}}_{R_{h,dry}}, \end{aligned} \quad (II.16)$$

где α_c и $\alpha_{h,dry}$ — коэффициенты теплоотдачи холодного и тёплого потоков соответственно, Вт/м²/К; $R_{f,c}$ и $R_{f,h}$ — термические сопротивления загрязнений со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, м²·К/Вт; D_i , D_o и D_c — диаметр труб: внутренний, наружный и наружный с учётом воротника соответственно, м; λ_i и λ_f — теплопроводность материала труб и ламелей соответственно, Вт/м/К; L — суммарная длина труб в аппарате, м; $\eta_{h,dry}$ — КПД оребренной поверхности при отсутствии влаговываждения.

Водяные эквиваленты в «сухом» режиме:

$$\begin{aligned} C_{h,dry} &\equiv m_h \bar{c}_{p,h}; \\ C_{c,dry} &\equiv m_c \bar{c}_{p,c}, \end{aligned} \quad (II.17)$$

³ Граница разделения «холодной» и «тёплой» сторон — наружная поверхность теплообменного аппарата, контактирующая с воздушным потоком.

⁴ Чистое вещество или азеотропная смесь. Воздухоохладители, в которых охлаждающей средой является зеотропная смесь, обладающая значительным температурным скольжением («глайдом»), следует рассматривать как противоточные или прямоточные ТОА в зависимости от схемы течения.

⁵ По данной причине формулы и выражены без использования водяного эквивалента охлаждающей среды.

⁶ Индексы «dry» и «wet», примененные к величинам далее по тексту, подчеркивают их отношение к «сухому» или «мокрому» режимам соответственно.

где m_h и m_c — массовые расходы тёплого и холодного потоков соответственно, кг/с; $\bar{c}_{p,h}$ и $\bar{c}_{p,c}$ — средние удельные изобарные теплоёмкости тёплого и холодного потоков соответственно, Дж/кг/К.

Из и получим температуры стенки в «сухом» режиме со стороны воздушного потока и охлаждающей среды соответственно (в любой точке по ходу сред):

$$T_{wall,h} = T_h - \frac{C_{min,dry}}{C_{h,dry}} \frac{NTU_{dry}}{NTU_{h,dry}} (T_h - T_c) F; \quad (II.18)$$

$$\begin{aligned} T_{wall,c} = \\ = T_h - \frac{C_{min,dry}}{C_{h,dry}} \frac{NTU_{dry}}{NTU_{h,dry}} \frac{R_{h,dry} + R_{wall,dry}}{R_{h,dry}} (T_h - T_c) F, \end{aligned} \quad (II.19)$$

где F — поправка на перекрёстно-точную схему течения, при противотоке и прямотоке $F = 1$.

Тепловая мощность в «сухом» режиме:

$$Q_{dry} = \varepsilon_{dry} C_{min,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), \quad (II.20)$$

где ε_{dry} — эффективность процесса теплообмена в «сухом» режиме; $T_{h,1}$ и $T_{c,1}$ — температуры тёплого и холодного потоков на входе в ТОА, К.

Температуры рабочих веществ на выходе из аппарата:

$$\begin{aligned} T_{h,2} = T_{h,1} - \frac{Q_{dry}}{C_{h,dry}} = \\ = \begin{cases} T_{h,1} - \varepsilon_{dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{h,dry}; \\ T_{h,1} - \varepsilon_{dry} C_{r,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{c,dry}; \end{cases} \end{aligned} \quad (II.21)$$

$$\begin{aligned} T_{c,2} = T_{c,1} + \frac{Q_{dry}}{C_{c,dry}} = \\ = \begin{cases} T_{c,1} + \varepsilon_{dry} C_{r,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{h,dry}; \\ T_{c,1} + \varepsilon_{dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{c,dry}; \end{cases} \end{aligned} \quad (II.22)$$

где $T_{h,2}$ и $T_{c,2}$ — температуры тёплого и холодного потоков на выходе из ТОА, К.

Вычислив температуру стенки со стороны воздушного потока на его входе и выходе по формуле, учитывая

схему течения, можно определить наличие влаговываждения на поверхности ТОА. В том случае, если хотя бы одна из полученных температур ниже или равна температуре точки росы воздуха на входе, имеет место процесс конденсации водяных паров — режим работы перестаёт быть «сухим». Поэтому последующие расчёты необходимо проводить в соответствии со следующей частью данной статьи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчёт воздухоохладителей, работающих в «сухом» режиме (без влаговываждения и инеевыпадения), основывается на классическом ε - NTU методе. Критерием начала влаговываждения на поверхности теплообмена является снижение температуры стенки со стороны влажного воздуха до значения ниже или равного температуре точки росы. Формулы для определения температур стенки (II.18) и (II.19) выражены без использования водяного эквивалента охлаждающей среды, так как при её фазовом переходе данная величина зачастую стремится к бесконечности (к примеру, при кипении чистых хладагентов). Таким образом, выражения (II.18) и (II.19) являются универсальными для воздухоохладителей всех типов.

В следующей части статьи будет описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «мокром» (с влаговываждением или инеевыпадением на всей поверхности) и комбинированном (с влаговываждением или инеевыпадением на части поверхности) режимах.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

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.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Braun J.E. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems. Wisconsin, 1988.
2. Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils // ASHRAE Transactions. 1989. № 2 (95). P. 164–174.
3. Hong K.T., Webb R.L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins // HVAC and R Research. 1996. № 1 (2). P. 27–41. doi: 10.1080/10789669.1996.10391331
4. Schmidt T.E. La production calorifique des surfaces munies d'ailettes // Annexe Du bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5. 1945.
5. Bergman T.L., Incropera F.P., DeWitt D.P., et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 7-th edition. New York: John Wiley & Sons, 2011.

REFERENCES

1. Braun JE. *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*. Wisconsin; 1988.
2. Braun JE, Klein SA, Mitchell JW. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transactions*. 1989;95(2):164–174.
3. Hong KT, Webb RL. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *HVAC and R Research*. 1996;2(1):27–41. doi: 10.1080/10789669.1996.10391331
4. Schmidt TE. La production calorifique des surfaces munies d'ailettes. *Annexe Du bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5*. Published online 1945.
5. Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. New York: John Wiley & Sons; 2011.

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

AUTHOR'S 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