

Методика расчета теплообменников листоканального типа, применяемых в тепловых аппаратах предприятий питания

Михаил И. Ботов	¹	botov49@mail.ru
Денис М. Давыдов	¹	davydov.dm@rea.ru
Артём М. Давыдов	¹	amdavydov@mail.ru
Дмитрий М. Зиборов	¹	d4467@bk.ru

¹ Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Стремянный пер., 36, Москва, 117997, Россия

Аннотация. В статье рассмотрена и обоснована методика расчета листоканальных теплообменников рубашечного типа, применяемых в тепловом технологическом оборудовании на предприятиях общественного питания. На сегодняшний день, большинство паровых рубашек технологических аппаратов пищевой промышленности представляют собой открытое щелевое пространство и работают под давлением, что влечет утолщение стенок теплообменников, а значит, повышает металлоемкость. Листоканальные же теплообменники, в отличие от обычных рубашек, изготовлены из тонких металлических листов. Панели листоканальных теплообменников представляют собой конструкцию, составленную из двух металлических листов, которые соединены между собой контактной сваркой. Между листами сформированы греющие паровые каналы. Конструкция листоканальных теплообменников позволяет значительно снизить толщину стенки, а значит уменьшить металлоемкость и снизить тепловую инерцию аппаратов. В данной статье описаны методы, позволяющие рассчитать площадь паровых каналов и получить оптимальные размеры межканальных участков для листоканальных теплообменников тепловых аппаратов предприятий питания. Также приведена методика расчета коэффициента теплоотдачи, основанная на экспериментальном исследовании. С целью уменьшения толщины стенок панелей в работе предлагается максимально увеличить площадь межканальных участков, не уменьшая при этом тепловой поток, который передает панель нагреваемой среде. Эта задача решена при помощи метода расчета, базирующегося на использовании коэффициента эффективности теплового ребра.

Ключевые слова: листоканальная панель, материалоемкость, межканальный участок, оптимальный размер, паровой канал, рубашечный теплообменник, тепловое ребро, тепловой поток, удельный расход энергии

The method of calculating sheet-channel heat exchangers used in the thermal equipment of catering

Mikhail I. Botov	¹	botov49@mail.ru
Denis M. Davydov	¹	davydov.dm@rea.ru
Artem M. Davydov	¹	amdavydov@mail.ru
Dmitrii M. Ziborov	¹	d4467@bk.ru

¹ Plekhanov Russian University of Economics, Stremyanny Lane, 36, Moscow, 117997, Russia

Abstract. The article considers and substantiates the method of calculating metal panels with tubular channels, as new heat exchangers made of thin steel sheets, which used in thermal equipment at catering establishments. Today, the majorities of steam jackets of technological devices in the food industry are represented by open slotted space and work under pressure, which leads to a thickening of the walls of heat exchangers, and therefore increases the specific quantity of metal. Plate-to-channel heat exchangers, unlike ordinary shirts, are made of thin metal sheets. Panel channel heat exchangers are a structure, which composed of two metal sheets, that are interconnected by contact welding. Heating steam channels are formed between the sheets. The design of sheet-channel heat exchangers can significantly reduce the wall thickness, and thus reduce the metal consumption and reduce the thermal inertia of the equipment. This article describes methods that allow calculating the area of steam channels and obtaining the optimal dimensions of inter-channel sections for sheet-channel heat exchangers of thermal devices of catering enterprises. A method for calculating the heat transfer coefficient based on an experimental study is also given. In order to reduce the thickness of the walls of the panels, it is proposed to maximize the area of inter-channel sections without reducing the heat flux, which the panel transmits to the heated medium. This problem is solved with the help of a calculation method based on the use of the coefficient of efficiency of the thermal edge.

Keywords: panels with tubular channels, material requirements, sectors between channels, optimal size, steam channel, jacket heat exchanger, heat rib, heat flow, specific energy consumption

Для цитирования

Ботов М.И., Давыдов Д.М., Давыдов А.М., Зиборов Д.М. Методика расчета теплообменников листоканального типа, применяемых в тепловых аппаратах предприятий питания // Вестник ВГУИТ. 2019. Т. 81. № 1. С. 47–52. doi:10.20914/2310-1202-2019-1-47-52

For citation

Botov M.I., Davydov D.M., Davydov A.M., Ziborov D.M. The method of calculating sheet-channel heat exchangers used in the thermal equipment of catering. *Vestnik VGUET* [Proceedings of VSUET]. 2019. vol. 81. no. 1. pp. 47–52. (in Russian). doi:10.20914/2310-1202-2019-1-47-52

Введение

Энергетическая эффективность теплового оборудования, используемого для кулинарной обработки пищевого сырья, в значительной степени определяется металлоемкостью и энергоемкостью реализуемых процессов [6]. Материалоемкость рубашечных аппаратов высока, так как они работают при повышенном давлении. На разогрев и при изменении температурного режима затрачивается дополнительная энергия и повышаются затраты на процесс. Снижение металлоемкости – наиболее радикальный способ повышения экономической эффективности.

В пищеперерабатывающих отраслях промышленности и на предприятиях общественного питания находят все большее применение теплообменники листоканального типа [1]. Однако их применение требует обоснованного и простого расчета размеров листоканальной панели: размеров паровых каналов и межканальных участков. Метод расчета паровых каналов и межканальных участков рассмотрен в статье [3].

Листоканальные теплообменники могут заменять собой некоторые типы теплообменных устройств, но особенно эффективно они используются в традиционных рубашечных аппаратах, так как позволяют создать изотермичное температурное поле на греющих поверхностях при ограничении температуры нагрева. Они характеризуются небольшой металлоемкостью. Работая даже при высоких давлениях, они сохраняют прочность и устойчивость к деформациям при малой толщине стенок.

Использование панельно-канальных теплообменников в качестве узла «варочный сосуд – рубашка» пищеварочных котлов позволяет увеличить его устойчивость к деформации и в 3–4 раза снизить металлоемкость. Однако в этом случае рубашечный объем делится на систему параллельных тупиковых каналов, что изменяет картину теплообмена и требует учета изменения коэффициента теплоотдачи при расчете необходимой площади поверхности теплообмена.

На кафедре ресторанного бизнеса РЭУ им. Г.В. Плеханова разработаны различные варианты технологических аппаратов с использованием конструкций рабочих камер панельно-канального типа (пищеварочные котлы, жарочные камеры, тепловые стойки, проточные газовые водонагреватели и т. д.) [1].

Для расчета поверхности нагрева этих аппаратов исследованы особенности теплообмена в паровых каналах листоканальных панелей [2].

Исследование проводилось на модели парового канала с сечением 10 x 20 мм и длиной канала 500 мм. Эти размеры соответствуют размерам каналов в рубашках котлов. Боковые стенки модели канала были выполнены из термостойкого кварцевого стекла, что позволяло производить визуальную оценку общей картины теплообмена. Тепловая нагрузка снималась при помощи проточного водяного калориметра, расположенного с внешней стороны теплопередающей стенки парового канала. Температурное поле на этой стенке фиксировалось при помощи системы хромель-копелевых термопар, с диаметром термоэлектродов 0,5 мм. Горячие спаи термопар припаивались к поверхности стенки, электроды в зоне спаи изолировались эпоксидной смолой, которая одновременно значительно уменьшала теплоотток по электродам и увеличивала достоверность показаний термодатчиков.

Экспериментальный стенд позволял производить определение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке при углах наклона канала к горизонту от 0 до 180°. Исследования производились при углах наклона $\varphi = 0, 30, 60, 90, 135^\circ$. Давление пара в канале не превышало 160 кПа и составляло $P = 110, 120, 140$ и 160 кПа. Тепловая нагрузка изменялась в пределах от $q = 50 \cdot 10^3$ до $q = 140 \cdot 10^3$ Вт/м², которая возрастала с увеличением угла наклона.

Характер движения конденсата при указанных тепловых нагрузках существенно отличается от плоского движения пленки и от снарядного режима парожидкостной эмульсии. Наиболее близка наблюдаемая картина теплообмена к барботажу пара через заполненный конденсатом канал. При скоростях пара, превышающих 2,5 м/с, начинается образование и унос конденсатных пробок, что приводит к пульсационному возврату части конденсата в канал. Теплообмен в канале протекает в циклическом пульсационном режиме.

Цикл пульсаций можно разделить на следующие основные стадии.

1. Движущийся навстречу пару конденсат начинает захлестывать входное отверстие.

2. Образование водяной пробки; отделение пузыря от потока пара. Конденсат при этом стекает навстречу всплывающему пузырю, обтекая его.

3. Движение пробки – перемычки под действием разности давлений в паровом потоке и схлопывающемся конденсирующемся отдельном паровом пузыре.

4. Динамичный процесс уменьшения объема отдельного парового пузыря в результате его конденсации, характеризующийся проникновением пузыря в застойную зону переохлажденного конденсата.

5. Полное исчезновение (схлопывание) парового пузыря, сопровождающееся ударом конденсатной пробки о массу заполняющего конец канала конденсата.

6. Медленное продвижение следующего (еще не отделившегося) парового пузыря в зону конденсата при обтекании конденсатом его верхней и средней части.

При таком движении участвует значительное количество застойного конденсата, масса которого в 100–300 раз превышает массу конденсата, образовавшегося за цикл.

Скорость стекания конденсата пропорциональна геометрическому напору и в итоге углу наклона канала. Эксперимент показал, что средняя длительность цикла $T_{\text{ц}}$ (с) в зависимости от угла наклона φ (град) с достаточной степенью точности выражается соотношением:

$$T_{\text{ц}} = 8,02 \cdot 10^{-5} (90 - \varphi)^2 + 0,35, \text{ с.}$$

Длина активно работающего участка канала составляет от 60 до 80% от его общей длины и зависит от угла наклона. Влияние угла наклона канала на теплоотдачу на участке от начала канала до зоны пиковой теплоотдачи – $l_{\text{пик}}$ по результатам обработки экспериментальных данных может быть выражено соотношением:

$$\alpha / \alpha_{\text{ср}} = 1,2 - [0,014 - 0,018(l / l_{\text{пик}})] \varphi,$$

где α – локальное значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м² К); $\alpha_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке по всей длине активной зоны, Вт/(м² К); l – линейная координата канала, м; $l_{\text{пик}}$ – линейная координата канала, соответствующая максимальному коэффициенту теплоотдачи, м; φ – угол наклона канала, град.

Удельная тепловая нагрузка на теплопередающей поверхности парового канала в зависимости от температурного напора (Δt , К) и угла наклона (φ , град.) с погрешностью не более 5% выражается соотношением:

$$q = 10^4 \Delta t - (0,35 + 3,46 \cdot 10^{-3}) \varphi. \quad (1)$$

Средняя величина коэффициента теплоотдачи по всей зоне активной части парового канала определяется формулой:

$$\alpha_{\text{ср}} = 10^4 / (1 - b / q),$$

где q – удельная тепловая нагрузка, определяемая соотношением (1); b – эмпирический коэффициент, обобщающий результаты наблюдений, изменяющийся как функция угла наклона канала:

$$b = 22,5 + 0,69\varphi + 0,589 \cdot 10^{-2} \varphi^2 - 0,0657 \cdot 10^{-3} \varphi^3 - 0,00225 \cdot 10^{-4} \varphi^4.$$

Полученные соотношения позволяют с достаточно высокой точностью (погрешностью не более 5%) вычислить коэффициент теплоотдачи от конденсирующихся паров к стенке парового канала листоканальной панели. В результате появляется возможность корректного расчета канальных участков листоканальных панелей рубашечных тепловых аппаратов, работающих на паровом обогреве.

Листоканальную панель изготавливают путем соединения контактной электросваркой двух гофрированных листов, имеющих штампованные участки – пятна контакта. Каналы представляют активную часть теплообменника, а межканальные участки выполняют функции теплового ребра.

В случае если листоканальная панель является стенкой рабочей камеры, ее внутренний лист нередко делают плоским. Гофрированный наружный лист, контактирующий с окружающей средой, теплоизолируют.

В качестве промежуточного теплоносителя для низкотемпературных листоканальных теплообменников ($t \leq 120$ °С) чаще всего используют водяной пар, для высокотемпературных ($t \leq 320$ °С) – пары высокотемпературных органических двухфазных теплоносителей (ВОТ): дифенильной смеси, дитоллиметана, дикумилметана. Иногда в качестве греющей среды используют воду и минеральные масла.

Наличие межканальных участков (рисунок 1) уменьшает площадь теплопередающей поверхности панели как теплообменника, и степень этого уменьшения требует специальной оценки. Для этих целей введем понятие коэффициента межканального участка (Ψ), который можно определить из следующего уравнения:

$$\Psi = \frac{Q_{\text{л}}}{Q_{\text{а}}} \quad (2)$$

где $Q_{\text{л}}$ – тепловой поток от поверхности теплового ребра, Вт; $Q_{\text{а}}$ – тепловой поток от поверхности парового канала эквивалентных размеров, Вт.

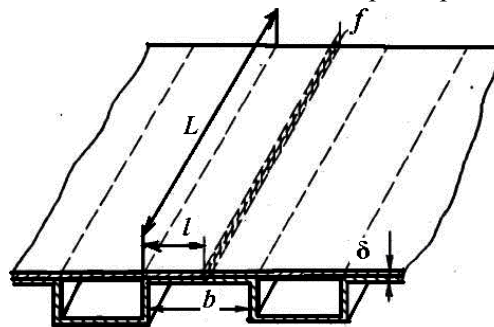


Рисунок 1. Схема к расчету межканального участка панели

Figure 1. Scheme to the calculation of the interchannel section of the panel

С помощью коэффициента эффективности можно вычислить

$$F = F_k + \Psi \cdot F_p,$$

где F_k и F_p – площадь соответственно каналов и межканальных участков. Для определения коэффициента Ψ рассмотрим соотношение (2). Тепловой поток от парового канала к нагреваемой среде, как известно, вычисляется по уравнению теплоотдачи:

$$Q_\alpha = \alpha \cdot F_k \cdot (t_{ст} - t_{ср}), \quad (3)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от стенки канала к нагреваемой среде, Вт/м²·К; $t_{ст}$, $t_{ср}$ – температура соответственно стенки парового канала и нагреваемой среды, °С.

На основании данных базовых соотношений, используя математическое моделирование процесса нагрева, базирующееся на компьютерном моделировании процессов в малых объемах [4], точно определяется оптимальное соотношение поверхностей каналов и межканальных участков. Однако этот метод очень громоздкий, длительный и требует специального математического обеспечения. Его следует заменить на более простой, но незначительно уступающий по точности инженерный метод.

Тепловой поток на межканальном участке b (рисунок 1) складывается из двух направленных на встречу друг-другу тепловых потоков, определяемых условиями передачи теплоты двух симметричных соприкасающихся тепловых ребер длиной l . Каждое ребро в основании имеет температуру, близкую к температуре пара в канале, а тепловые потоки по ребру направлены навстречу друг другу. Такая задача соответствует условиям работы теплового ребра прямоугольного профиля постоянного сечения без теплоотвода на торце и при одностороннем отводе теплоты, для которых справедливо соотношение:

$$Q_\lambda = (t_{ст} - t_{ср}) \cdot \lambda \cdot m \cdot f \cdot th(m \cdot l), \quad (4)$$

где $(t_{ст} - t_{ср})$ – температурный напор в основании ребра, °С; λ – коэффициент теплопроводности материала листоканальной панели, Вт/м·К; l – длина теплового ребра, равная половине b – ширины межканального участка, м; f – площадь сечения теплового ребра, м²; m – параметр ребра, м⁻¹.

Последние два показателя определяли по следующим формулам:

$$f = \delta \cdot L,$$

$$m = \left(\frac{a \cdot \Pi}{\lambda \cdot f} \right)^{0,5}, \quad (5)$$

где δ – толщина панели в зоне межканального участка, м; L – поперечная длина межканального участка, м; Π – часть периметра сечения ребра, участвующая в теплообмене, м.

Для случая одностороннего теплоотвода параметр ребра равен:

$$m = \sqrt{\frac{a \cdot L}{\lambda (L \cdot \delta)}} = \sqrt{\frac{a}{\lambda \cdot \delta}}. \quad (6)$$

Подставив выражения (3) и (4) в формулу (2), получим:

$$\Psi = \frac{\lambda \cdot (t_{ст} - t_{ср}) \cdot m \cdot \delta \cdot L \cdot th(m \cdot l)}{\alpha \cdot l \cdot L \cdot (t_{ст} - t_{ср})}.$$

После сокращений уравнение будет иметь следующий вид:

$$\Psi = \frac{\lambda \cdot \delta}{\alpha} \cdot m \cdot \frac{th(m \cdot l)}{l}.$$

С учетом формулы (6) получим итоговое выражение для коэффициента эффективности межканального участка:

$$\Psi = \frac{th(m \cdot l)}{m \cdot l}.$$

При помощи данного соотношения можно определить общую площадь теплопередающей поверхности листоканальной панели, использованной в аппарате [по формуле (5)]. Кроме того, оно позволяет, предварительно задавшись необходимой величиной коэффициента Ψ , вычислить соответствующую длину теплового ребра, а следовательно, и ширину межканального участка ($\delta = 2 \cdot l$).

Коэффициент теплопередачи от панели к нагреваемой среде (вид материала панели и толщина ее листов определяются требованиями технологии, прочности и устойчивости конструкции), определяющий коэффициент эффективности, определяет и ширину межканального участка панели, предназначенной для нагрева той или иной среды.

С использованием этого метода нами вычислены значения ширины межканальных участков для листоканальных панелей, выполненных из хромистой нержавеющей стали (2 x 13 или 3 x 13) толщиной от 1 до 4 мм, предназначенных для нагрева воды и водных растворов до 100 °С и воздуха до 300 °С. В таблице 1 приведены результаты расчета для принятого значения коэффициента $\Psi = 0,3; 0,5$.

Таблица 1.
Ширина межканальных участков
в зависимости от коэффициента
эффективности Ψ

Table 1.
Plots inter-channel width depending
on the efficiency factor Ψ

Толщина панели на межканальном участке (δ , мм) Panel thickness for co-channel plot (δ , mm)	Нагрев воды до 100 °С Water heating up to 100 °С			Нагрев воздуха до 300 °С The heating of the air to 300 °С		
	$\Psi = 0,3$	$\Psi = 0,5$	$\Psi = 0,73$	$\Psi = 0,3$	$\Psi = 0,5$	$\Psi = 0,7$
1	24	14	8	138	86	50
2	32	16	12	186	126	80
3	36	24	14	210	150	96
4	48	34	28	230	170	106

Таким образом, предложенный коэффициент эффективности межканальных участков и полученное соотношение для его вычисления позволяют определить эффективную поверхность теплообмена для листоканальных панелей

ЛИТЕРАТУРА

1 Гордон Л.И. Панельное тепловое оборудование предприятий общественного питания. М.: Экономика, 1983.

2 Григорьев В.А. и др. Теоретические основы теплотехники: справочник. Книга 2. М.: Энергоиздат, 1988.

3 Ботов М.И. Исследование теплообмена в тупиковых каналах листоканальных панелей рубашечных аппаратов // Труды инженерно-экономического института. Выпуск 2. М.: Изд-во Россельхозакадемии, 2002.

4 Ботов М.И., Королева Е.И., Давыдов А.М., Зиборов Д.М. Аналитическое определение теплофизических характеристик пищевых жидкостей // Наука и бизнес: пути развития. 2018. № 1 (79). С. 13–17.

5 Кирпичников В.П., Давыдов А.М. Влияние величины загрузки на технико-экономические показатели пищеварочных котлов // Вестник Российского экономического университета им. Г.В. Плеханова. 2016. № 3 (87). С. 78–82.

6 Giang X.Z., Dong J.S., Lv D.X. Design method of flexible and thin tube sheet and research of structure size based on ansys // Journal of Mechanical Strength. 2015. № 1. P. 109–113.

7 Javanmardi M.J., Hirbodi K., Avara A., Yaghoubi M. Molecular dynamics simulations of sessile and pendant droplets' shape on inclined and curved surfaces // Scientia Iranica. 2018. V. 25. P. 3183–3196. doi: 10.24200/SCI.2018.20832

8 Wen Z. Analysis of Tube Sheet for Asymmetric Tube-shell Heat Exchanger Based on Finite Element Method // Chemical Equipment Technology. 2016. № 6. P. 14.

9 Guo Q., Zhang Ch., Hu Q., Wu Z. Analysis of Surface Heat Transfer Finite Element of Tubular Heat Exchanger // Revista de la Facultad de Ingeniería. 2016. V. 31. № 9. P. 91–101. doi:10.21311/002.31.9.10

различного применения или проектировать панели с межканальными зонами, работающими с заданной интенсивностью.

Заключение

Использование листоканальных панелей в пищеварочных котлах позволяет уменьшить металлоемкость основного теплового узла «варочный сосуд – рубашка» в среднем в 4–5 раз [4], что приводит к сокращению времени разогрева аппаратов на 25–30% и уменьшению удельных энергозатрат в режиме разогрева не менее чем на 10%.

Предложенный метод расчета площади поверхности паровых каналов и рекомендуемые расчетные данные размеров межканальных участков листоканальных панелей позволяют минимизировать материалоемкость и дополнительно уменьшить энергозатраты, повысить экономическую эффективность при эксплуатации рубашечных тепловых аппаратов на предприятиях общественного питания.

10 Bonner R.W. Correlation for dropwise condensation heat transfer: Water, organic fluids, and inclination // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. V. 61. P. 245–253.

REFERENCES

1 Gordon L.I. Panel'noye teplovoye oborudovaniye predpriyatiy obshchestvennogo pitaniya [Panel thermal equipment catering]. Moscow, Ekonomika, 1983. (in Russian).

2 Grigoriev V.A. et al. Teoreticheskiye osnovy teplotekhniki: spravochnik. Kniga 2 [Theoretical Foundations of Heat Engineering: a Handbook. Book 2]. Moscow, Energoizdat, 1988. (in Russian).

3 Botov M.I. The study of heat transfer in dead-end channels of channel duct panels of shirt apparatus. *Trudy inzhenerno-ekonomicheskogo instituta* [Works of Engineering and Economic Institute. Issue 2]. Moscow, Publishing House of the Russian Agricultural Academy, 2002. (in Russian).

4 Botov M.I., Koroleva E.I., Davydov A.M., Ziborov D.M. Analytical determination of the thermophysical characteristics of food liquids. *Nauka i biznes: puti razvitiya* [Science and business: ways of development]. 2018. no. 1 (79). pp. 13–17. (in Russian).

5 Kirpichnikov V.P., Davydov A.M. The impact of load on the technical and economic indicators of food boilers. *Vestnik Rossiyskogo ekonomicheskogo universiteta im. G.V. Plekhanova* [Bulletin of the Russian Economic University. G.V. Plekhanov]. 2016. no. 3 (87). pp. 78–82. (in Russian).

6 Giang X.Z., Dong J.S., Lv D.X. Design method of flexible and thin tube sheet and research of structure size based on ansys. *Journal of Mechanical Strength*. 2015. no. 1. pp. 109–113.

7 Javanmardi M.J., Hirbodi K., Avara A., Yaghoubi M. Molecular dynamics simulations of sessile and pendant droplets' shape on inclined and curved surfaces. *Scientia Iranica*. 2018. vol. 25. pp. 3183–3196. doi: 10.24200/SCI.2018.20832

8 Wen Z. Analysis of Tube Sheet for Asymmetric Tube-shell Heat Exchanger Based on Finite Element Method. Chemical Equipment Technology. 2016. no. 6. pp. 14.

9 Guo Q., Zhang Ch., Hu Q., Wu Z. Analysis of Surface Heat Transfer Finite Element of Tubular Heat Exchanger. Revista de la Facultad de Ingeniería. 2016. vol. 31.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Михаил И. Ботов к.т.н., профессор, кафедра ресторанного бизнеса, Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Стремянный пер., 36, Москва, 117997, Россия, botov49@mail.ru

Денис М. Давыдов к.т.н., декан факультета гостинично-ресторанной, туристической и спортивной индустрии, Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Стремянный пер., 36, Москва, 117997, Россия, davydov.dm@rea.ru

Артем М. Давыдов к.т.н., доцент, кафедра ресторанного бизнеса, Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Стремянный пер., 36, Москва, 117997, Россия, amdavydov@mail.ru

Дмитрий М. Зиборов к.т.н., доцент, кафедра ресторанного бизнеса, Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Стремянный пер., 36, Москва, 117997, Россия, d4467@bk.ru

КРИТЕРИЙ АВТОРСТВА

Все авторы в равной степени принимали участие в написании рукописи и несут ответственность за плагиат

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

ПОСТУПИЛА 15.01.2019

ПРИНЯТА В ПЕЧАТЬ 18.02.2019

no. 9. pp. 91–101. doi:10.21311/002.31.9.10

10 Bonner R.W. Correlation for dropwise condensation heat transfer: Water, organic fluids, and inclination. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013. vol. 61. pp. 245–253.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Mikhail I. Botov Cand. Sci. (Engin.), professor, restaurant business department, Plekhanov Russian University of Economics, Stremyanny Lane, 36, Moscow, 117997, Russia, botov49@mail.ru

Denis M. Davydov Cand. Sci. (Engin.), dean of the faculty of hotel and restaurant, tourism and sports industry, Plekhanov Russian University of Economics, Stremyanny Lane, 36, Moscow, 117997, Russia, davydov.dm@rea.ru

Artem M. Davydov Cand. Sci. (Engin.), associate professor, restaurant business department, Plekhanov Russian University of Economics, Stremyanny Lane, 36, Moscow, 117997, Russia, amdavydov@mail.ru

Dmitrii M. Ziborov Cand. Sci. (Engin.), associate professor, restaurant business department, Plekhanov Russian University of Economics, Stremyanny Lane, 36, Moscow, 117997, Russia, d4467@bk.ru

CONTRIBUTION

All authors are equally involved in the writing of the manuscript and are responsible for plagiarism

CONFLICT OF INTEREST

The authors declare no conflict of interest.

RECEIVED 1.15.2019

ACCEPTED 2.18.2019