

Тепловая оптимизация параметров плинтусных систем отопления со свободно-конвективным теплообменом

© Ю.М. Гришин, Н.А. Хандрамай

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

Представлены результаты численного 3D-моделирования свободно-конвективных процессов теплообмена в малогабаритной системе отопления помещения типа «теплый плинтус». Рассчитаны теплогидродинамические параметры потока нагреваемого воздуха в вертикальном канале плинтусной системы, образованном двумя горизонтальными горячими трубами с поперечно установленными ребрами. Получены критериальные зависимости эффективного коэффициента теплоотдачи от основных конструктивных и режимных параметров системы к нагреваемому воздуху. Показано, что наличие труб в межреберном канале приводит к снижению коэффициента теплоотдачи, расчет которого можно провести с помощью установленного поправочного коэффициента. Определены оптимальные величины межреберного зазора и диаметра греющих труб, при которых можно обеспечить максимальную величину удельного (на единицу длины) теплового потока из системы в окружающую среду. Проведенное сравнение расчетных и известных экспериментальных данных показало их удовлетворительное совпадение. Полученные результаты могут служить основой для разработки метода расчета подобных теплообменных систем обогрева. Приведен простейший вариант расчета. Показано, что предлагаемые оптимальные геометрические параметры плинтусной системы по сравнению с известными вариантами позволяют обеспечить значительное превышение тепловой мощности как по максимальным значениям (30...40 %), так и по возможному диапазону изменения удельной тепловой мощности плинтусных систем.

Ключевые слова: численное моделирование, свободная конвекция, плинтусная система обогрева, коэффициент теплоотдачи, тепловая мощность, оптимальные параметры, методика расчета

Введение. К весьма перспективным панельно-лучистым системам отопления относятся так называемые плинтусные обогреватели [1], представляющие собой малогабаритные (высотой около 150 мм, толщиной не более 40 мм) вертикально расположенные плоские экраны, размещаемые по периметру наружных стен. В таких плинтусных системах (ПС) нагрев экрана приводит к возникновению свободно конвективного потока теплого воздуха, поднимающегося вдоль стены помещения, в свою очередь, нагревая ее. Теплые стены осуществляют нагрев предметов в помещении.

К настоящему времени разработаны ПС [2–5], в которых горизонтальные горячие трубы с установленными металлическими ребрами за счет естественно-конвективного механизма обеспечивают нагрев воздуха, проходящего через зазор между стеной и экраном, и воздуха,

текущего по внешней поверхности экрана, т. е. в ПС осуществляется одновременное формирование двух теплых (внутреннего и внешнего) потоков воздуха, текущих вдоль стены помещения. Используются ПС различных типов, различающиеся размерами, формой и т. д. Здесь можно отметить экспериментальные и теоретические исследования [6, 7] ПС с применением различных конструктивных вариантов орebrения труб. При этом имеет место существенное различие в их эксплуатационных параметрах, в первую очередь, по величине тепловой энергии, отводимой (конвективными потоками теплого воздуха и излучением) от системы в обогреваемое помещение. Работы [8–12] по изучению эффективности использования ПС в основном связаны с исследованием теплообменных процессов в помещениях при известных параметрах применяемых ПС. Однако вопросы расчета параметров и тепловой оптимизации самих ПС, позволяющих делать их обоснованный выбор, практически не решены.

В данной работе проведено численное моделирование гидродинамических и тепловых процессов свободно конвективного потока воздуха в одной из базовых ПС с конструктивными параметрами, соответствующими теплообменной системе Mr.Tektum [3].

Цель исследования — определение на основе полученных расчетных данных зависимости тепловой мощности ПС от геометрических и режимных параметров ПС и установление оптимальных значений основных геометрических параметров, обеспечивающих максимальную величину тепловой мощности ПС.

Расчетная модель. Внешний вид ПС представлен на рис. 1, а. Все ее основные геометрические параметры соответствуют параметрам используемых на практике систем обогрева [3–5]. Плинтусная система, размещенная на расстоянии 10 мм от пола, тыльной стороной вплотную примыкает к вертикальной стене комнаты. Габаритные размеры плинтуса: высота $A = 140$ мм (от пола), ширина $B = 27,5$ мм (от стены) и длина L [м], варьируемая от периметра помещения. Латунные ребра (шириной $b = 25$ мм и высотой $h = 60$ мм) теплообменника установлены поперечно двум трубам. С целью увеличения площади теплоотдачи ребра имеют П-образную форму с длиной отогнутых «крыльев» $a = 6$ мм. При проведении расчетов варьировались величины расстояния между ребрами $\delta = 2 \dots 30$ мм и внешнего диаметра медных труб $d = 8 \dots 20$ мм.

По трубам теплообменника протекает горячая вода (или внутри трубы установлен электрический нагреватель), являющаяся источником теплоты и обеспечивающая нагрев внешней поверхности трубы до температуры $T_{тр}$. Находящиеся в полном тепловом контакте с трубами, поперечно установленные на них ребра теплообменной системы нагреваются за счет теплопроводности. Нагретые поверхности

труб и ребер обеспечивают нагрев и инициацию свободно-конвективного движения окружающего воздуха вверх: холодный (с температурой T_0) воздух втекает через нижнюю щель между полом и экраном, а нагретый — вытекает через верхнюю щель между экраном и верхним выступом плинтуса. Поднимающийся нагретый воздух нагревает экран, что, очевидно, приводит к нагреву окружающего воздуха и возникновению его свободно-конвективного движения. Нагретый поток воздуха, вытекающий через верхнюю щель между экраном и верхним выступом плинтуса, и поток, формирующийся на внешней поверхности экрана, сливаются и разворачиваются к вертикальной стене помещения, текут по ней вверх, обеспечивая нагрев (темперирование) поверхностных слоев материала стенки. Нагретые внешняя поверхность плинтусного экрана и стенки помещения являются источником теплового излучения.

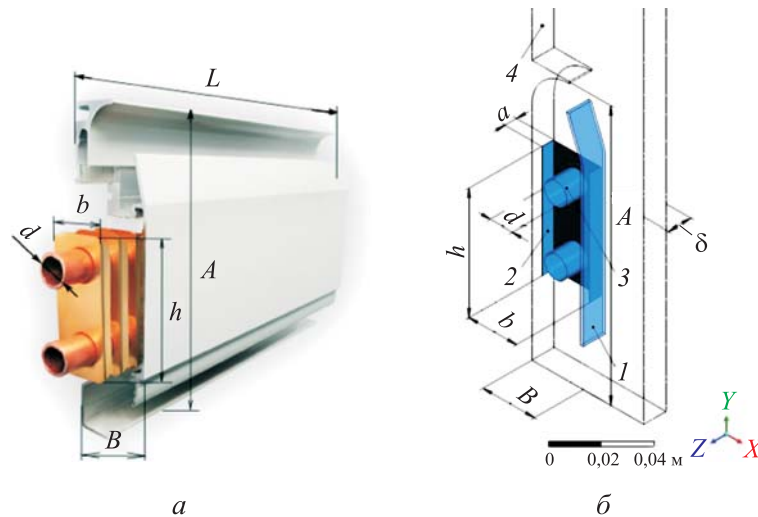


Рис. 1. Внешний вид ПС (а) и расчетная схема (б) элемента плинтусной системы:
1 — экран; 2 — П-образное ребро; 3 — трубы; 4 — адиабатно изолированная стенка

Система уравнений для расчета конвективного теплообмена в ламинарно текущем воздухе состоит из стандартной системы трехмерных стационарных уравнений неразрывности, движения и энергии [13]:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\rho \vec{W}) = 0; \\ \nabla \cdot (\rho \vec{W} \otimes \vec{W}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau; \\ \nabla \cdot (\rho \vec{W} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \end{cases} \quad (1)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³; \vec{W} — скорость потока, м/с;
 p — давление воздуха, Па; τ — тензор напряжений, Па,

$\tau = \mu(\nabla\vec{W} + (\nabla\vec{W})^T - \frac{2}{3}\delta\nabla\cdot\vec{W});$ h — энтальпия, Дж; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Для расчета температурного поля в твердых элементах плинтуса (ребро, экран) использовано стационарное уравнение Фурье — Кирхгофа. Теплофизические параметры воздуха и материалов элементов плинтусной системы заданы как функции температуры [13].

Расчет теплообмена излучением осуществлен в рамках приближения оптически прозрачной воздушной среды с абсолютно черными поверхностями всех твердых элементов конструкции ПС на основе модели дискретной передачи лучистой энергии, реализованной в программном комплексе ANSYS CFX [14]. Расчет проводится в декартовой системе координат XYZ , в которой ось Y направлена вверх вдоль вертикальной стены, ось x — вдоль пола помещения, а осью Z является линия пересечения плоскостей стены и пола (рис. 1, б). Расчетная область охватывает единичную межреберную ячейку, и ее протяженность в z -м направлении ℓ_z , исходя из условия периодичности размещения ребер в теплообменнике, выбрана равной межреберному расстоянию $\ell_z = \delta = L/N$ [мм], где N — число ребер на L [м] длины плинтуса.

В плоскости XOY расчетная область представляет собой прямоугольник, двумя сторонами которого являются прямые линии, совпадающие с плоскостями стены и пола, а две другие параллельные им граничные линии ℓ_x и ℓ_y проходят по воздушной среде (см. рис. 1, б). Длины сторон прямоугольника расчетной области $\ell_x = 60$ мм и $\ell_y = 350$ мм выбраны таким образом, чтобы, во-первых, обеспечить независимость от границ параметров восходящего потока воздуха, образующегося на экране, во-вторых, для корректного разрешения низкоскоростного вихря над выступом ПС и параметров восходящего потока после данного вихря.

Краевые условия. На всех твердых поверхностях системы заданы условия прилипания и условия «теплового» сопряжения с обтекающим их воздухом в виде краевых условий 4-го рода. В каждой точке цилиндрических поверхностей труб, являющихся внутренней границей расчетной области, задана температура $T = T_{\text{тр}}$. Расчеты выполнены в предположении, что верхняя и нижняя трубы имеют одинаковую температуру (это строго справедливо для варианта плинтуса с электронагревом труб). Поверхности стены $x = 0$ и пола $y = 0$ считаются адиабатически изолированными. На плоскостях $z = 0$ и $z = \delta$, определяющих внешние границы расчетной зоны в z -м направлении, заданы условия периодичности. В каждой точке «жидких» плоских поверхностей внешней границы расчетной области

$x = \ell_x = 60$ мм и $y = \ell_y = 350$ мм заданы условия свободного истечения. На границе расчетной области $x = \ell_x = 60$ мм задана величина температуры окружающего воздуха $T = T_0 = 20$ °С.

Для численного решения системы уравнений радиационного теплообмена использован метод конечных объемов, реализованный в ANSYS CFX. Расчетная сетка состоит преимущественно из тетраэдрических (Tet4) и призматических (Wed6) элементов. Для разрешения пограничных слоев вдоль элементов ПС создавались слои призматических элементов заданной толщины, отсчитываемой по нормали к поверхности элемента. Вследствие небольшой толщины ребра (0,3 мм) в его окрестности измельчались элементы сетки. Среднее количество ячеек в расчетной области составило 1 200 000, оно было выбрано в соответствии с проведенной серией расчетов, в которых проверялась сходимость величины теплового потока с различных поверхностей при разном количестве ячеек.

Результаты и обсуждение. С учетом анализа полученных результатов было показано, что так же, как и в случае свободно-конвективных процессов теплообмена в вертикальных плоских каналах [15, 16], теплогидродинамические процессы внутри плитусной системы определяются, прежде всего, величиной модифицированного числа Релея $Ra = g\beta(T_{тр} - T_0)\delta^4 / (\nu a H)$, для определения всех критериев в качестве характерной использована средняя температура $(T_{тр} + T_0)/2$.

Показано, что так же, как и для случая теплообмена в системе параллельных вертикальных изотермических плоскостей [15, 16], во внутреннем канале ПС наблюдаются два различных режима теплоотдачи, имеющих место при различном уровне значений модифицированного числа Релея. Характерные пространственные распределения температуры в плоскости поперечного сечения с координатой $z = \delta/2$ для двух различных значений $Ra = 10$ и $Ra = 1000$, приведенные на рис. 2, наглядно иллюстрируют особенности этих режимов.

При малых числах Ra (менее 40–50) теплоотдача от греющих поверхностей к воздуху происходит в основном за счет теплопроводностного механизма. Режим характеризуется наличием практически однородного прогрева воздуха (поднимающегося вверх под действием силы Архимеда) во всем межреберном канале (рис. 2, а). При числах Ra более 100 становится существенным свободно конвективный механизм теплоотдачи и осуществляется режим с изолированными прогретыми слоями в приповерхностных областях греющих элементов ПС (трубы и ребра). В связи с достаточно высоким уровнем скорости горячие зоны не успевают объединиться при прохождении канала

межреберного зазора и имеет место пространственно неоднородное распределение температуры в потоке (рис. 2, б), т. е. осуществляется режим с изолированными прогретыми приповерхностными областями.

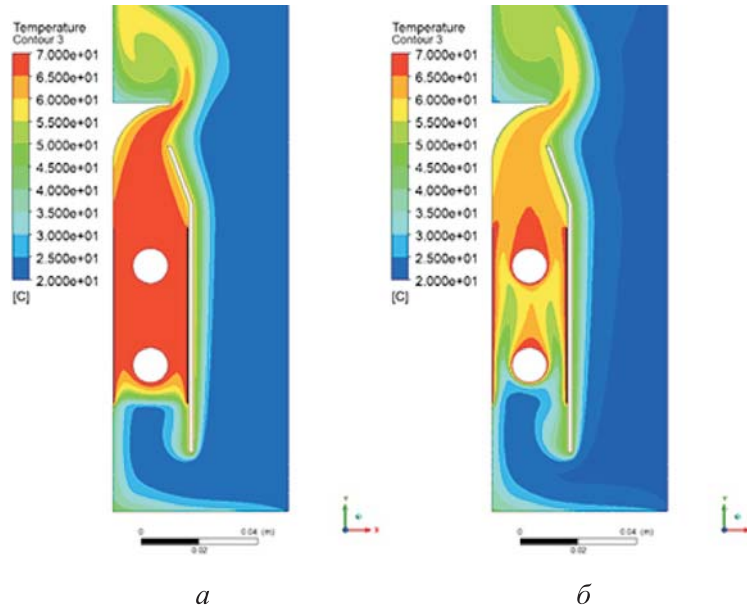


Рис. 2. Температурное поле в поперечном сечении ПС при $Ra = 10$ (а) и $Ra = 1000$ (б)

Энергетической характеристикой ПС, непосредственно связанной с пространственным распределением температуры, является величина тепловой мощности Q_1 [Вт], отводимой от греющих элементов конструкции (поверхностей труб и ребер в расчетной области) к омывающему их потоку воздуха. Очевидно, Q_1 есть тепловая мощность, которую теряет теплоноситель, протекающий по трубам ПС на длине, равной межреберному расстоянию. Расчет Q_1 проведен по формуле

$$Q_1 = - \int_{F_1} \lambda (\partial T / \partial n)_{n \rightarrow 0} dF,$$

где $(\partial T / \partial n)_{n \rightarrow 0}$ — определяемая численно в каждой точке греющих поверхностей нормальная производная от температуры воздуха; $F_1 = 2hb + 4ha - \pi d^2 + 2\pi d\delta$ — полная площадь греющих поверхностей в расчетной области.

Величина среднего (по площади) эффективного коэффициента теплоотдачи от греющих элементов к свободно-конвективному потоку воздуха определяется как $\alpha = Q_1 / F_1 \Delta T$. Эффективный коэффициент

теплоотдачи α есть функция температурного напора $\Delta T = T_{\text{тр}} - T_0$ и геометрических параметров плитусной системы, среди которых важнейшими являются межреберное расстояние δ и диаметр трубы d . Расчетные зависимости $Nu_{\delta} = \alpha\delta/\lambda$ от модифицированного числа Релея Ra для различных значений диаметров труб представлены на рис. 3. Для того чтобы выявить влияние труб на эффективность теплообмена, проведены расчеты идеализированного случая, в котором трубы отсутствуют, а ребра имеют температуру труб. Расчетная линия зависимости числа Нуссельта (соответствующего случаю $d \rightarrow 0$) $Nu_{\delta 0}$ от Ra также представлена на рис. 3.

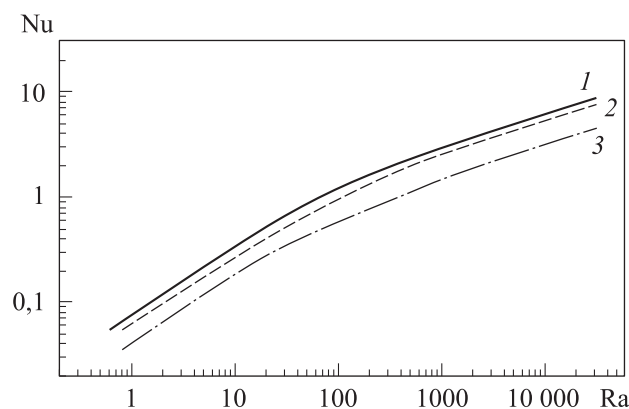


Рис. 3. Зависимость Nu_{δ} от Ra для ПС с трубами разного диаметра:
1 — $d = 0$; 2 — $d = 12$ мм; 3 — $d = 20$ мм

Зависимость $Nu_{\delta 0}$ от Ra можно представить в виде следующей аппроксимационной функции:

$$Nu_{\delta 0} = \left(\frac{5,62 \cdot 10^6}{Ra^{3,9}} + \frac{2,888 \cdot 10^3}{Ra^2} \right)^{-1/6}. \quad (2)$$

Функция $Nu_{\delta 0}(Ra)$ характеризуется различием в тангенсах углов наклона линий на различных участках изменения Ra , отражая факт различия режимов теплоотдачи между ребрами и воздухом в различных диапазонах изменения Ra . При $Ra \leq 50$, когда имеет место режим теплоотдачи с преобладающим теплопроводным механизмом переноса теплоты, величина $Nu_{\delta 0}$ определяется в основном первым слагаемым аппроксимационной зависимости (2) $Nu_{\delta 0} \approx 0,075Ra^{0,65}$, средний коэффициент теплоотдачи $\alpha \sim \delta^{1,6}$, т. е. является достаточно сильно возрастающей функцией расстояния между ребрами ПС.

При $Ra \geq 100$ реализуется режим теплоотдачи с изолированными прогретыми приповерхностными областями и преобладанием свободно-конвективного механизма переноса теплоты. Величина $Nu_{\delta 0}$ определяется главным образом вторым слагаемым зависимости (2) $Nu_{\delta 0} \approx 0,264Ra^{1/3}$, средний коэффициент теплоотдачи $\alpha \sim \delta^{1/3}$, т. е. является относительно слабо возрастающей функцией расстояния между ребрами ПС.

Согласно полученным результатам, наличие труб в межреберном канале приводит к снижению коэффициента теплоотдачи: чем больше диаметр труб d , тем ниже $Nu_{\delta 0}$ и α . Расчет среднего внутреннего коэффициента теплоотдачи $Nu_{\delta d}$ для плитусной трубной системы можно выполнить по формуле $Nu_{\delta d} = Nu_{\delta 0} \cdot \varepsilon(d/b)$, где $\varepsilon(d/b) = 1 - 0,11(d/b) - 0,6355(d/b)^2$ — поправочный коэффициент.

Теплоотдача от греющих поверхностей различных элементов ПС к воздуху неодинакова. Отношение теплового потока с поверхности труб $Q_{тр1}$ к полной тепловой мощности Q_1 , отводимой от греющих элементов, для различных диаметров труб представлено на рис. 4.

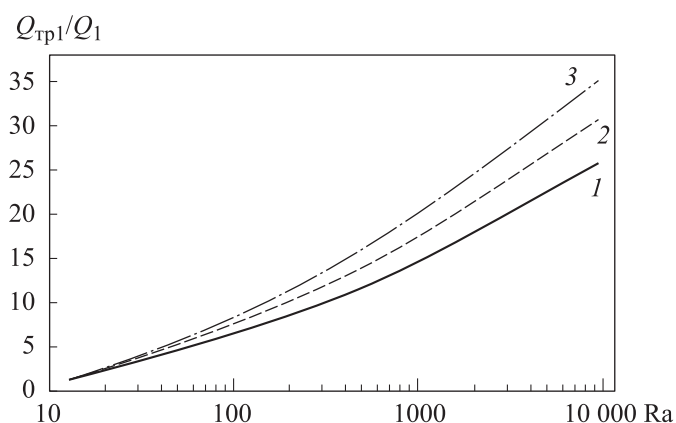


Рис. 4. Зависимость отношения $Q_{тр1}/Q_1$ от модифицированного числа Релея Ra при различных значениях d :

1 — $d = 8$ мм; 2 — $d = 12$ мм; 3 — $d = 16$ мм

Как видно, значение $Q_{тр1}/Q_1$ составляет величину не более 20 % при изменении диаметра труб от 8 до 20 мм при $Ra \leq 10^3$. Учитывая, что α возрастает с уменьшением d , а роль труб в теплоотводе относительно невелика, то для увеличения интенсивности теплосъема α нужно использовать трубы небольшого диаметра.

Для увеличения общего теплосъема $Q_1 = \alpha F_1 \Delta T$ целесообразно воспользоваться трубами диаметром d_{\max} , при котором площадь греющих

поверхностей $F_1 = 2hb + 4ha - \pi d^2 + 2\pi d\delta$ максимальна. Оптимальный диаметр труб d_{\max} , определенный из равенства $(\partial F_1 / \partial d)_{d=d_{\max}} = 0$, равен межреберному зазору, т. е. $d_{\max} = \delta$.

Нагрев воздуха в канале ПС сопровождается отводом теплоты через открытый торец межреберного канала в экран с тепловой мощностью $Q_{\text{э1}}$, величина и доля которого в полной тепловой мощности Q_1 зависит прежде всего от режима теплосъема, т. е. от числа Ra.

Расчетные значения $Q_{\text{э1}}/Q_1$ для рассматриваемой ПС с трубами диаметром $d = 16$ мм при вариации числа Ra приведены в таблице. Видно, что при режиме теплоотдачи, когда $Ra \leq 10$, тепловая мощность, поступающая в экран, может значительно превышать тепловую мощность потока нагретого воздуха, вытекающего из межреберного канала. При режиме теплоотдачи, когда $Ra \geq 10^2$, уровни значений тепловых мощностей, поступающих в экран, и потока нагретого воздуха из межреберного канала практически совпадают.

Расчетные значения $Q_{\text{э1}}/Q_1$ при различных значениях Ra

Ra	1	10	10^2	10^3
$Q_{\text{э1}}/Q_1$	0,9	0,6	0,5	0,4

Теплоотдача на внешней стороне экрана плинтусной системы с тепловой мощностью $Q_{\text{э1}}$ происходит в результате свободноконвективного теплообмена на вертикальной поверхности и радиационного отвода теплоты в окружающую среду мощностью $Q_{R1} = F_{\text{э1}}\sigma(T_3^4 - T_0^4)$, где $F_{\text{э1}} = \delta h$ — площадь полосы поверхности экрана шириной δ . Расчеты показали, что для диапазона $Ra = 10^{-1} \dots 2 \cdot 10^2$ безразмерная температура внешней поверхности экрана $\theta_3 = (T_3 - T_0) / (T_{\text{тр}} - T_0)$ практически постоянна и равна $\theta_3 = 0,78$. Для параметров ПС, соответствующих $Ra = 2 \cdot 10^2 \dots 10^5$, температура экрана является слабо убывающей функцией Ra, которую можно аппроксимировать зависимостью $\theta_3 = 1,28Ra^{-0,09}$. Учитывая, что температуру экрана T_3 в первом приближении можно считать функцией только температур T_0 и $T_{\text{тр}}$ ($T_3 \approx T_0 + 0,78\Delta T$), можно получить оценку отношения величин конвективного $Q_{\text{э,к1}}$ и радиационного Q_{R1} потоков с экрана $Q_{\text{э1}}$. Согласно проведенным расчетам, при абсолютно черной поверхности экрана величина $Q_{\text{э,к1}}/Q_{R1}$ составляет 0,75–0,85.

Важнейшей физико-технической характеристикой ПС является полная тепловая мощность системы Q_Σ , отводящаяся в окружающую среду от плитуса длиной L , содержащего $N = L/\delta$ штук ячеек ($N + 1$ ребер), которая определяется как $Q_\Sigma = NQ_1$ или в расчете на единицу длины:

$$Q_\ell = \frac{Q_\Sigma}{L} = \alpha \cdot \Delta T \cdot \frac{F_1}{\delta}.$$

Эту формулу можно записать в виде

$$\frac{Q_\ell}{Q_{\ell 0}} = \frac{\text{Nu}_{\delta 0}(y, Ra_h)}{y^2} \cdot \tilde{F}_1(y) \cdot \varepsilon(d/b). \quad (3)$$

Здесь $Q_{\ell 0} = 2\lambda \cdot (b/h) \cdot \Delta T$ — характерная величина удельного (на единицу длины, Вт/м) теплового потока; $\text{Nu}_{\delta 0} = \left[\frac{a_1}{y^{4m}} + \frac{b_1}{y^{4n}} \right]^{-1/6}$ — форма записи соотношения (2), в которой выделена зависимость $\text{Nu}_{\delta 0}$ от y и обозначены $m = 3,9$, $n = 2$, $a_1 = 5,62 \cdot 10^6 / \text{Ra}_h^m$, $b_1 = 2,888 \cdot 10^3 / \text{Ra}_h^n$; $\text{Ra}_h = g\beta(T_{\text{тр}} - T_0)h^3 / (\nu\alpha)$; $y = \delta/h$ — безразмерная величина межреберного зазора; $\tilde{F}_1(y) = 1 + 2(a/b) - (\pi d^2 / 2bh) + (\pi d/b) \cdot y$ — безразмерная площадь греющих поверхностей единичной ячейки.

Формула (3) позволяет рассчитать удельную тепловую мощность Q_ℓ и проанализировать влияние на Q_ℓ каждого из конструктивных параметров ПС. Отметим прежде всего влияние величины межреберного зазора $y = \delta/h$, от которого, как видно из структуры (3), Q_ℓ зависит немонотонно и при определенном $y_{\text{opt}} = \delta_{\text{opt}}/h$ достигает максимальных значений. Из условия $\partial Q_\ell / \partial y = 0$ уравнение для расчета y_{opt} можно представить в виде

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{ma_1 + nb_1 z_{\text{opt}}}{a_1 + b_1 z_{\text{opt}}} = 2 + \frac{y_{\text{opt}}}{\Gamma_F + y_{\text{opt}}}. \quad (4)$$

Здесь обозначены $z_{\text{opt}} = y_{\text{opt}}^{4(m-n)}$, $\Gamma_F = A_F/a_F$, $a_F = \pi d/b$, $A_F = 1 + 2(a/b) - (\pi d^2 / 2bh)$.

Результаты численного решения (4) для различных значений комплексного геометрического параметра Γ_F показаны на рис. 5. Видно,

что при увеличении диаметра труб уменьшается параметр Γ_F , и, при прочих неизменных размерах системы, снижается величина оптимального межреберного зазора $y_{\text{opt}} = \delta_{\text{opt}}/h$. Интересно отметить, что при некоторых значениях геометрических размеров ПС (таких, что $\Gamma_F \ll y_{\text{opt}}$, формально $\Gamma_F \rightarrow 0$) оптимума по величине межреберного зазора вообще нет.

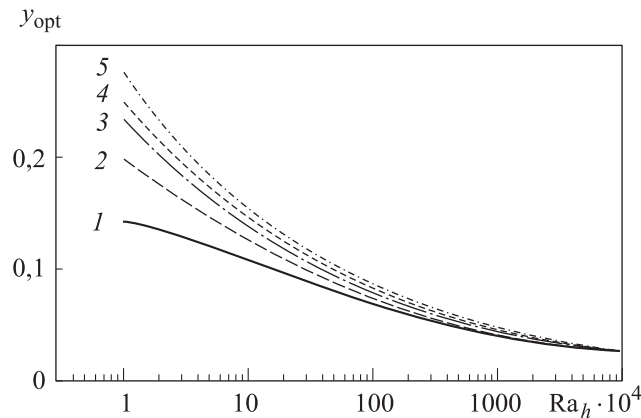


Рис. 5. Зависимость y_{opt} от Ra_h при разных значениях геометрического фактора:
 1 — $\Gamma = 0,1$; 2 — $\Gamma = 0,2$; 3 — $\Gamma = 0,5$; 4 — $\Gamma = 1,0$; 5 — $\Gamma = \infty$

Как следует из полученного решения, при $\Gamma_F \geq 0,1$ и $Ra_h \geq 5 \cdot 10^5$, вторым слагаемым в правой части (4) допустимо пренебречь, и в этом первом приближении для y_{opt} можно записать формулу

$$\delta_{\text{opt}}/h \approx 2,66/Ra_h^{1/4}. \quad (5)$$

Линия этой зависимости (формально $\Gamma_F \rightarrow \infty$) также приведена на рис. 5. Из соотношения (5) следует, что оптимальный межреберный зазор δ_{opt} зависит от высоты экрана h и перепада температур:

$$\Delta T = T_{\text{тр}} - T_0 \text{ как } \delta_{\text{opt}} \sim (h/\Delta T)^{1/4}.$$

Для конструктивных и режимных параметров ПС обогрева типа Мг.Тектум, реализованных на практике, значения геометрического параметра $\Gamma_F = 0,1-0,3$. В этом диапазоне изменения Γ_F оптимальный межреберный зазор y_{opt} является относительно слабой функцией параметра Γ_F , оптимальная величина межреберного зазора должна иметь значение $\delta_{\text{opt}} = 5...8$ мм.

Учитывая связь Ra_h с модифицированным числом Релея $Ra = Ra_h (\delta/h)^4$ и используя (5), можно определить оптимальное значение модифицированного числа Релея $Ra_{opt} = Ra_h (\delta_{opt}/h)^{1/4} \approx 50$. Согласно расчетным зависимостям Nu от Ra (см. рис. 3), значение $Nu_{\delta d}$ при оптимальном Ra_{opt} приближенно равно единице, а режим теплоотдачи соответствует переходной области между отмеченными выше предельными режимами теплоотдачи.

В соответствии с экспериментальными данными [17], зависимость тепловой мощности ПС (с конструктивными параметрами $\delta = 12$ мм, $d = 13$ мм, $a = 6$ мм, $b = 25$ мм и $h = 60$ мм) от перепада температур $\Delta T = T_{тр} - T_0$ имеет вид $Q_\ell = 171,34\theta_{тр,90^\circ}^{1,31}$, где $\theta_{тр,90^\circ} = (T_{тр} - T_0)/(90^\circ C - T_0)$. Согласно формуле (3), при заданных геометрических параметрах ПС расчетная зависимость $Q_\ell = f(\Delta T)$ совпадает с экспериментальной с погрешностью, составляющей менее 5 %.

Расчетные (4) зависимости Q_ℓ от δ для ПС типа Mr.Tektum при различных $\Delta T = T_{тр} - T_0$ приведены на рис. 6, где также нанесены точки, соответствующие экспериментальным данным [3, 17] для варианта ПС с $\delta = 12$ мм, $d = 13$ мм при различных $\theta_{тр,90^\circ}$. Во-первых, следует отметить факт удовлетворительного согласования экспериментальных и расчетных результатов. Во-вторых, виден резерв для увеличения теплосъема Q_ℓ с рассматриваемой ПС на 30...40 % за счет уменьшения

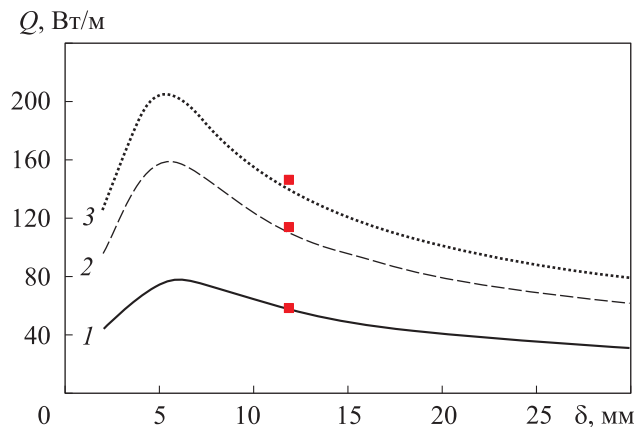


Рис. 6. Расчетные зависимости Q_ℓ от δ для ПС типа Mr.Tektum и экспериментальные (точки ■) данные [17] для варианта с $\delta = 12$ мм при различных значениях $T_{тр}$:
 1 — $\Delta T = 30$ °C; 2 — $\Delta T = 50$ °C; 3 — $\Delta T = 60$ °C

межреберного зазора до оптимального значения δ_{opt} . При использовании труб диаметром $d \approx d_{\text{max}} = \delta_{\text{opt}}$ можно дополнительно повысить Q_{ℓ} .

Полученные результаты могут стать основой для разработки метода расчета подобных теплообменных систем обогрева.

Пример расчета ПС типа Mr.Tektum. Расчет простейшего варианта ПС выполнен в предположении, что можно пренебречь термическим сопротивлением при теплоотдаче от греющего теплоносителя к внутренней поверхности трубы и термическим сопротивлением стенки самой трубы по сравнению с внешним термическим сопротивлением зоны теплоотдачи от внешней поверхности трубы к воздуху. В предположении постоянства плотности потока теплоты, отводимой от труб и ребер по длине труб, можно считать линейной функцией среднemasсовую температуру теплоносителя по длине трубы.

Пусть при заданных габаритных размерах ПС в зависимости от перепада температур греющего теплоносителя (жидкости) на входе $T_{\text{ж0}}$ и выходе $T_{\text{ж.к}}$ из трубы ПС (т. е. от $\Delta T_{\text{ж}} = T_{\text{ж0}} - T_{\text{ж.к}}$) при заданном значении температуры на входе $T_{\text{ж0}}$ требуется определить: 1) значения основных вариативных параметров δ и d ; 2) уровень отводимой тепловой мощности Q_{ℓ} от ПС, а также оценить гидравлические характеристики насоса, обеспечивающего прокачку теплоносителя через ПС.

Рассмотрим вариант ПС с габаритными размерами, соответствующими ПС типа Mr.Tektum: высота $A = 140$ мм, ширина $B = 27,5$ мм, ребра шириной $b = 25$ мм и высотой $h = 60$ мм. Длина модуля с автономной системой прокачки теплоносителя (воды) $L = 12$ м.

Межреберный зазор выбирается равным приблизительно оптимальному δ_{opt} , величина которого определяется из соотношения (5). Для диапазона $\Delta T = T_{\text{тр}} - T_0$ от 30 °С до 70 °С и заданных геометрических параметров ПС выбирается зазор $\delta = 8$ мм. С целью увеличения общего теплосъема с ПС следует воспользоваться трубами диаметром $d \approx d_{\text{opt}} = \delta$, при котором максимальна площадь греющих поверхностей ПС. В соответствии с имеющейся номенклатурой выбирается труба диаметром $d = 8$ мм.

Удельная (на единицу длины) тепловая мощность системы рассчитывается по формуле (3):

$$Q_{\ell} = 2\lambda(b/h)\Delta T \frac{\text{Nu}_{\delta 0}(y, \text{Ra}_h)}{y^2} \tilde{F}_1(y)\varepsilon(d/b),$$

$$\text{где } \Delta T = T_{\text{тр}} - T_0 = \frac{T_{\text{ж0}} + T_{\text{ж.к}}}{2} - T_0 = T_{\text{ж0}} - T_0 - (\Delta T_{\text{ж}}/2).$$

Расчетные графики зависимостей Q_ℓ от перепада температур $\Delta T_{\text{ж}} = T_{\text{ж}0} - T_{\text{ж.к}}$ при различных значениях температуры теплоносителя на входе $T_{\text{ж}0}$ приведены на рис. 7.

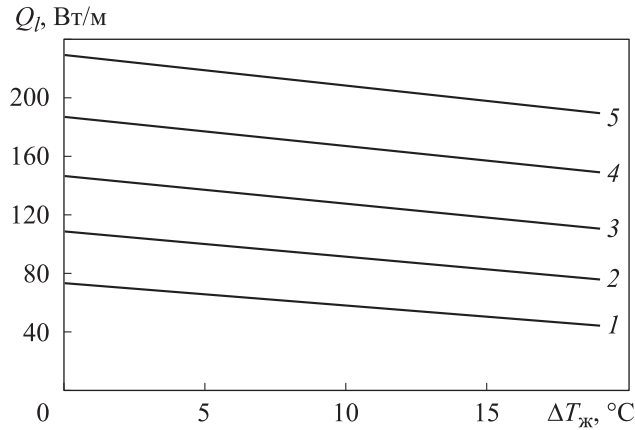


Рис. 7. Тепловая мощность ПС на 1 м длины Q_ℓ [Вт/м] в зависимости от перепада температуры теплоносителя в трубах $\Delta T_{\text{ж}}$:

1 — $T_{\text{ж}0} = 50$ °C; 2 — $T_{\text{ж}0} = 60$ °C; 3 — $T_{\text{ж}0} = 70$ °C; 4 — $T_{\text{ж}0} = 80$ °C; 5 — $T_{\text{ж}0} = 90$ °C

Как видно на рис. 7, на входе в трубу за счет изменения уровня температуры теплоносителя в диапазоне 50...90 °C вариация удельной тепловой мощности ПС Q_ℓ составляет 60...200 Вт/м (у модуля ПС длиной $L = 12$ м полная тепловая мощность $Q = 0,7...2,4$ кВт) при перепадах температур теплоносителя $\Delta T_{\text{ж}} = 5...10$ °C, рекомендуемых для тепловых систем обогрева помещений. Следует отметить, что предлагаемые в соответствии с данным расчетом геометрические параметры ПС по сравнению с известными вариантами [3, 4, 17] позволяют обеспечить значительное превышение тепловой мощности ПС как по максимальным значениям, так и по возможному диапазону изменения удельной тепловой мощности ПС Q_ℓ .

Из уравнения баланса энергий рассчитывается массовый расход греющего теплоносителя:

$$G = \frac{Q_\ell L}{c_{pm} \Delta T_{\text{ж}}},$$

где c_{pm} — удельная массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

Потери давления в трубопроводе Δp определяются по формуле

$$\Delta p = \xi_{\Sigma} \frac{8}{\pi^2 d^4} \frac{G^2}{\rho_{\text{ж}}},$$

где ξ_{Σ} — суммарный коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса, $Re = 4G/(\mu_{\text{ж}} \pi d)$:

$$\xi_{\Sigma} = \begin{cases} \frac{64}{Re} \cdot \frac{2L}{d} + \xi_m, & \text{если } Re \leq 2300; \\ 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \cdot \frac{2L}{d} + \xi_m, & \text{если } Re > 2300. \end{cases}$$

Здесь величина $\xi_m = 1,668$ — коэффициент сопротивления на местных гидравлических сопротивлениях (разворот трубы на 180° , вход и выход из трубы).

Рассчитанные по данным формулам величины массового расхода G и потери давления Δp как функции $\Delta T_{\text{ж}}$ для различных $T_{\text{ж}0}$ приведены на рис. 8.

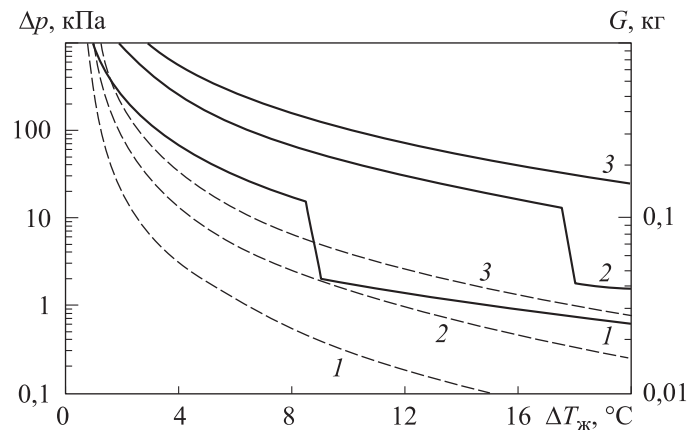


Рис. 8. Потери давления в трубопроводе ПС Δp (сплошные линии) и массовый расход теплоносителя G (штриховые линии) от перепада температур $\Delta T_{\text{ж}} = T_{\text{ж}0} - T_{\text{ж}к}$ при различной температуре подачи:

$$1 - T_{\text{ж}0} = 50^\circ\text{C}; 2 - T_{\text{ж}0} = 70^\circ\text{C}; 3 - T_{\text{ж}0} = 90^\circ\text{C}$$

При рекомендуемых перепадах температур теплоносителя $\Delta T_{\text{ж}} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$ напор насоса Δp не превышает 300 кПа при расходе $G < 0,1$ кг/с. Как видно на рисунке, характеристики насоса находятся в диапазоне рабочих параметров различных насосных станций, применяемых в системах отопления помещений.

Заключение. На основании результатов численного 3D-моделирования исследованы естественно-конвективные процессы теплообмена в одном из конструктивных вариантов систем отопления типа теплый плинтус. Выявлены особенности гидродинамики и теплообмена в вертикальном канале плинтусной системы с комбинированными условиями на стенках канала и наличием поперечно обтекаемых оребренных труб внутри него. Определена критериальная зависимость для расчета тепловой мощности ПС от геометрических и режимных параметров рассмотренной теплообменной системы. Установлены оптимальные значения диаметра греющих трубопроводов и межреберного расстояния ПС, при которых максимальна величина тепловой мощности ПС. Показано, что реализация ПС с оптимальными геометрическими параметрами позволит увеличить тепловую мощность на 30...40 % по сравнению с существующими ПС. Полученные результаты могут стать основой для разработки метода расчета подобных теплообменных систем обогрева. Приведен простейший вариант расчета ПС с геометрической конфигурацией, соответствующей системе типа Mr.Tektum.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards. *Journal of Building and Environment*, 2010, vol. 45, pp. 1123–1133. DOI: 10.1016/j.buildenv.2009.10.016
- [2] Пухкал В.А., Суханов К.О., Гримитлин А.М. Обеспечение теплового комфорта в помещениях с плинтусной системой водяного отопления. *Вестник гражданских инженеров*, 2016, № 6, с. 156–162.
- [3] Суханов К.О., Гримитлин А.М., Шкаровский А.Л. Микроклимат жилых помещений с плинтусной системой водяного отопления и подачи приточного воздуха через регулируемые оконные створки. *Вестник гражданских инженеров*, 2017, № 5, с. 111–115, DOI: 10.23968/1999-5571-2017-14-5-111-115
- [4] Суханов К.О. Виртуальные испытания водяного плинтусного конвектора. *Инновации и инвестиции*, 2021, № 7, с. 143–146.
- [5] Суханов К.О. Определение условий применения систем водяного плинтусного отопления в жилых помещениях. *Инновации и инвестиции*, 2021, № 8, с. 167–170.
- [6] Gheibi A., Rahmati A. An experimental and numerical investigation on thermal performance of a new modified baseboard radiator. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 163, no. 114324. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114324
- [7] Bagheri N., Moosavi A., Shafii M.B. Thermal enhancement of baseboard heaters using novel fin-tube arrays: Experiment and simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, vol. 151, no. 106285. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106285
- [8] Wang Q., Ploskić A., Holmberg S. Low-temperature heating in existing Swedish multi-family houses — An assessment of the significance of radiator design and geometry. *Science and Technology for the Built Environment*, 2017, vol. 23, pp. 500–511. DOI: 10.1080/23744731.2017.1292741

- [9] Dehghan M.H., Abdolzadeh M. Comparison study on air flow and particle dispersion in a typical room with floor, skirt boarding, and radiator heating systems. *Building and Environment*, 2018, vol. 133, pp. 161–177. DOI: 10.1016/j.buildenv.2018.02.018
- [10] Masi R.F.D., Ruggiero S., Vanoli G.P. Experimental comparison of heating emitters in Mediterranean climate. *Applied Science*, 2021, vol. 11, no. 5462. DOI: 10.3390/app11125462
- [11] Karimpour R., Rahmati A.R., Gheibi A. Thermal performance and energy saving investigation in a modified baseboard radiator and compare it with conventional heating systems — Experimental and CFD approach. *Heat Transfer*, 2021, vol. 50 pp. 5020–5048. DOI: 10.1002/htj.22114
- [12] Zhengrong L., Dongkai Z., Cui L. Experimental evaluation of indoor thermal environment with modularity radiant heating in low energy buildings. *International Journal of Refrigeration*, 2021, vol. 123, pp. 159–168. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.11.018
- [13] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Danvers, John Wiley & Sons, Inc., 2007, p. 1069.
- [14] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. 2018.
- [15] Elenbaas W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica*, 1942, vol. 9, no. 1, pp. 1–28. DOI: 10.1016/S0031-8914(42)90053-3
- [16] Bar-Cohen A., Rohsenow W.M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, vol. 106, pp. 116–123. DOI: 10.1115/1.3246622
- [17] *Test Report 30-13229-T*. Engineering Test Institute, Brno, 2016.

Статья поступила в редакцию 14.05.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гришин Ю.М., Хандрамай Н.А. Тепловая оптимизация параметров плинтусных систем отопления со свободно-конвективным теплообменом. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2024, вып. 8. EDN KDNKOO

Гришин Юрий Михайлович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: ygrishin@bmstu.ru

Хандрамай Никита Андреевич — аспирант кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: bagamawa@gmail.com

Thermal optimization of the skirting board heating system parameters at the free convection heat exchange

© Yu.M. Grishin, N.A. Khandramay

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

The paper presents results of numerical 3D simulation of the free convection heat exchange processes in a small-sized room heating system of the “warm skirting board” type. Heat and hydrodynamic parameters of the heated airflow in the skirting board system vertical channel formed by two horizontal hot pipes with the transversely installed fins are computed. Criterial dependencies of the effective heat transfer coefficient on the system main design and operation parameters in regard to the heated air are obtained. The paper shows that the presence of pipes in the inter-fin channel leads to a decrease in the heat transfer coefficient. It can be computed using the established correction factor. Optimal values of the heating pipes’ inter-fin gap and diameter are determined, which could ensure maximum value of the specific (per unit length) heat flow from the system to the environment. Comparison of the computed and known experimental data shows their satisfactory agreement. The obtained results could form the basis in developing a computation method for the similar heat exchange heating systems. The simplest computation option is provided. The paper indicates that the proposed optimal geometric parameters of the skirting board system compared with the known options make it possible to ensure significant increase in the thermal power both in maximum values (30...40%) and in the possible range of the specific thermal power alteration in the skirting board systems.

Keywords: numerical simulation, free convection, skirting board heating system, heat transfer coefficient, thermal power, optimal parameters, computation method

REFERENCES

- [1] Ploskić A., Holmberg S. Heat emission from thermal skirting boards. *Journal of Building and Environment*, 2010, vol. 45, pp. 1123–1133. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.10.016>
- [2] Pukhkal V.A., Sukhanov K.O., Grititlin A.M. Obespechenie teplovogo komforta v pomeshcheniyakh s plintusnoy sistemoy vodyanogo otopeniya [Indoor thermal comfort maintenance by means of water skirting board heating system]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov — Bulletin of Civil Engineers*, 2016, no. 6, pp. 156–162.
- [3] Sukhanov K.O., Grititlin A.M., Shkarovsky A.L. Mikroklimat zhilykh pomeshcheniy s plintusnoy sistemoy vodyanogo otopeniya i podachey pritochnogo vozdukha cherez reguliruemye okonnye stvorki [The microclimate of residential premises with a plinth water heating system and supply of fresh air through adjustable window sashes]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov — Bulletin of Civil Engineers*, 2017, no. 5, pp. 111–115. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2017-14-5-111-115>
- [4] Sukhanov K.O. Virtualnye ispytaniya vodyanogo plintusnogo konvektora [Virtual testing of hot-water skirting convectors]. *Innovatsii i investitsii — Innovations and Investments*, 2021, no. 7, pp. 143–146.
- [5] Sukhanov K.O. Opredelenie usloviy primeneniya sistem vodyanogo plintusnogo otopeniya v zhilykh pomeshcheniyakh [Determination of the conditions for the use of water skirting heating systems in residential premises]. *Innovatsii i investitsii — Innovations and Investments*, 2021, no. 8, pp. 167–170.

- [6] Gheibi A., Rahmati A. An experimental and numerical investigation on thermal performance of a new modified baseboard radiator. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 163, no. 114324. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114324>
- [7] Bagheri N., Moosavi A., Shafii M.B. Thermal enhancement of baseboard heaters using novel fin-tube arrays: Experiment and simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, vol. 151, p. 106285. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106285>
- [8] Wang Q., Ploskić A., Holmberg S. Low-temperature heating in existing Swedish multi-family houses – An assessment of the significance of radiator design and geometry. *Science and Technology for the Built Environment*, 2017, vol. 23, pp. 500–511. <https://doi.org/10.1080/23744731.2017.1292741>
- [9] Dehghan M.H., Abdolzadeh M. Comparison study on air flow and particle dispersion in a typical room with floor, skirt boarding, and radiator heating systems. *Building and Environment*, 2018, vol. 133, pp. 161–177. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.02.018>
- [10] Masi R.F.D., Ruggiero S., Vanoli G.P. Experimental comparison of heating emitters in Mediterranean climate. *Applied Science*, 2021, vol. 11, p. 5462. <https://doi.org/10.3390/app11125462>
- [11] Karimpour R., Rahmati A.R., Gheibi A. Thermal performance and energy saving investigation in a modified baseboard radiator and compare it with conventional heating systems – Experimental and CFD approach. *Heat Transfer*, 2021, vol. 50 pp. 5020–5048. <https://doi.org/10.1002/htj.22114>
- [12] Zhengrong L., Dongkai Z., Cui L. Experimental evaluation of indoor thermal environment with modular radiant heating in low energy buildings. *International Journal of Refrigeration*, 2021, vol. 123, pp. 159–168. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.11.018>
- [13] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Danvers, John Wiley & Sons, Inc., 2007, p. 1069.
- [14] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. 2018.
- [15] Elenbaas W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica*, 1942, vol. 9, no. 1, pp. 1–28. [https://doi.org/10.1016/S0031-8914\(42\)90053-3](https://doi.org/10.1016/S0031-8914(42)90053-3)
- [16] Bar-Cohen A., Rohsenow W.M. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1984, vol. 106, pp. 116–123. <https://doi.org/10.1115/1.3246622>
- [17] *Test Report 30-13229-T*. Engineering Test Institute, Brno, 2016.

Grishin Yu.M., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Thermal Physics, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: ygrishin@bmstu.ru

Khandramay N.A., Postgraduate, Department of Thermal Physics, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: bagamawa@gmail.com