

Метод оценки эффективности модернизации теплообменных поверхностей отопительных приборов. Проверка базовой модели

Рецензия эксперта на статью получена
18.01.2024 [The expert review of the article
was received on January 18, 2024]

На данный момент эффективность работы отопительных приборов оценивается исходя из результатов натурных испытаний согласно [1]. Определяется тепловой поток и далее привязывается к массовым, объёмным или габаритным характеристикам отопительного прибора.

Также большинство методов испытаний отопительных приборов, применяемых на практике, оперируют исключительно интегральными показателями, так как определение эффективности работы сложной теплообменной поверхности при естественной конвекции представляется исключительно сложной задачей. Классические методы анализа естественной конвекции, вроде решения Польгаузена [2] или аналитического решения Бар-Коэна и Розеноу [3], не дают возможности применять их при работе естественной конвекции даже на относительно простых поверхностях, поскольку решения фактически являются двумерными и применимыми только для симметричных систем. В то время как реальные методы интенсификации естественной конвекции, применяемые в отопительных приборах, предполагают развитие поверхности путём нанесения сложных интенсификаторов, оребрения сложной формы, специальных направляющих и т.п. Анализ поведения теплового потока в подобных системах лежит в области не только теплообмена, но и массообмена.

В работе предлагается проверка численной модели путём сравнения её результатов с данными поставщика отопительного оборудования, полученными в лаборатории. На базе полученных результатов, возможно, будет развит метод оценки эффективности модернизации теплообменных поверхностей отопительных приборов путём совмещения аналитических

Определение эффективности работы сложной теплообменной поверхности при естественной конвекции — исключительно сложная задача. Большинство методов испытаний отопительных приборов оперируют интегральными показателями

расчётов и численного моделирования и последующего сравнения их с результатами натурного моделирования.

Постановка задачи

Рассматриваем стандартный отопительный прибор «тип 22» размерами 500×1000 мм конструкции, показанной на рис. 1. Параметры конвективной ленты радиатора представлены на рис. 2.

Из данных [4] тепловой поток от отопительного прибора при температуре окружающего воздуха +20°C, температурах входа и выхода теплоносителя +85°C и +75°C, соответственно (средняя температура +80°C, разница температур между теплоносителем и окружающим воздухом равна $\Delta t = 60^\circ\text{C}$), составляет 1,809 кВт. Данные подтверждены испытаниями в аккредитованной лаборатории, точность приведённых данных составляет 9% от величины теплового потока согласно п. 5.4.5 ГОСТ 31311–2005 [5], то есть реальный тепловой поток будет находиться в диапазоне 1,737–1,899 кВт.

Предлагается построить аналитическую модель расчёта величины теплового потока от рассматриваемого отопительного прибора, с целью дальнейшей оценки эффективности тех или иных мероприятий по увеличению теплового потока, через относительные величины.

УДК 621.311. Научная специальность: 2.1.3.

Разработка метода оценки эффективности модернизации теплообменных поверхностей отопительных приборов. Проверка базовой модели

А. А. Арбатский, к.т.н., генеральный директор НИИ «ИКСЭл»; **Ю. Д. Сахаров**, руководитель Лаборатории теплотехнических исследований НИИ «ИКСЭл»; **С. В. Гужов**, к.т.н., доцент, кафедра теплообменных процессов и установок (ТМПУ), Национальный исследовательский университет «МЭИ» (НИУ «МЭИ»); **М. В. Горелов**, к.т.н., доцент, кафедра ТМПУ, НИУ «МЭИ»

В работе предложена проверка численной модели путём сравнения с результатами данных поставщика отопительного оборудования, полученными в лаборатории. На базе полученных результатов, возможно, будет развит метод оценки эффективности модернизации теплообменных поверхностей отопительных приборов посредством совмещения результатов аналитических расчётов и численного моделирования и сравнения их с результатами натурного моделирования.

Ключевые слова: ОВУК, отопительные приборы, радиаторы, теплообменные процессы, конвекция, тепловой поток, расчёт теплоотдачи, коэффициент излучения, абсолютно чёрное тело, ламинарное течение, турбулентное течение, критериальные уравнения, численное моделирование, CFD-моделирование, k–ε-модель, дифференциальные уравнения.

UDC 621.311. The number of scientific specialty: 2.1.3.

Development of a method for evaluating the effectiveness of modernization of heat exchange surfaces of heating devices. Checking the basic model

A. A. Arbatsky, PhD, General Director of the "IKSEI" Research and Development Institute; **Yu. D. Sakharov**, Head of the Laboratory of Thermal Engineering Research at the "IKSEI" RDI; **S. V. Guzhov**, PhD, Associate Professor, the Department of Heat and Mass Transfer Processes and Installations (HMTPI), National Research University "Moscow Power Engineering Institute" (NRU "MPEI"); **M. V. Gorelov**, PhD, Associate Professor, the Department of HMTPI, NRU "MPEI"

The paper proposes to verify the numerical model by comparing it with the results of data from the supplier of heating equipment obtained in the laboratory. Based on the results obtained, it is possible that a method for evaluating the effectiveness of upgrading the heat exchange surfaces of heating devices will be developed by combining the results of analytical calculations and numerical modeling and comparing them with the results of field modeling.

Key words: HVAC, heating appliances, radiators, heat and mass transfer processes, convection, heat flow, calculation of heat transfer, radiation coefficient, black-body, laminar flow, turbulent flow, criterion equations, numerical modeling, Computational Fluid Dynamics, k–ε model, differential equations.

В нашем случае образование основных турбулентных вихрей происходит на входе в канал (в нижней части отопительного прибора) с последующим постепенным распадом на более мелкие по всей длине канала (постепенная стабилизация течения). При этом масштабы зарождающихся вихрей на входе в канал и при движении в канале отличаются на порядок или два порядка (по характерному линейному размеру гидравлических сопротивлений, образующих турбулентность: на входе в канал они определяются всем габаритом отопительного прибора и габаритами конвективной ленты, при движении в канале — только шероховатостью канала, образованного конвективной лентой).

Двухслойная k - ϵ -модель предполагает деление общей кинетической энергии турбулентных пульсаций k между областью производства и областью передачи турбулентной энергии. В нашем случае это позволяет существенно повысить точность моделирования, так как основные турбулентные пульсации генерируются только на входе в канал и легко учитываются даже при крупной расчётной сетке (в местах генерации турбулентных вихрей сетка намеренно сделана более мелкой, чтобы участок входа потока в отопительный прибор был рассчитан полностью).

На рис. 3 отчетливо видны изменения направления движения потока слева и справа при заходе в отопительный прибор. Заметны существенные увеличения локальных скоростей и изменение их направления. Эти зоны являются основными источниками турбулентных пульсаций, генерации изначальных крупных вихревых образований. Соответственно, их энергия распределяется на поток по всей длине канала и учитывается при формировании поля скоростей в конвек-

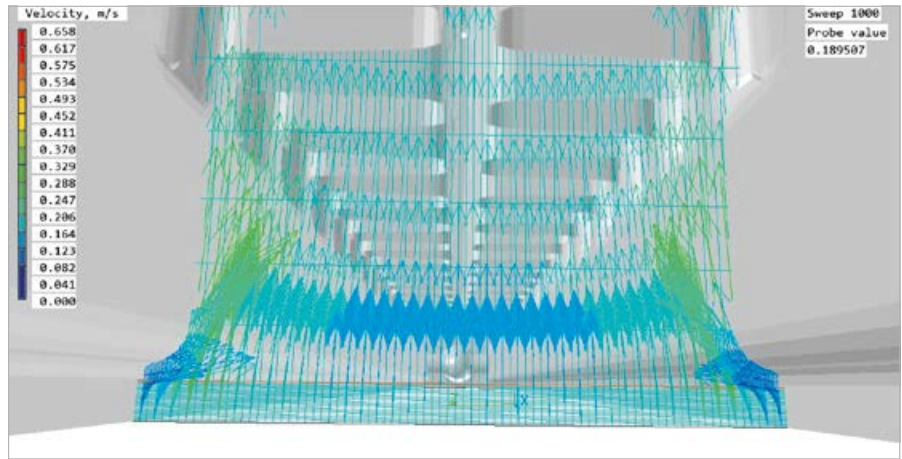


Рис. 3. Схема захода потоков в нижнюю часть радиатора, в конвективную ленту (стрелками показано направление векторов скорости)

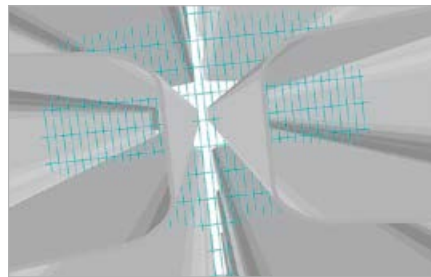


Рис. 4. Качественное изображение расчётной сетки

тивной ленте. А вихри малых размеров, генерируемые шероховатостью канала, фактически не учитываются, как и в стандартной k - ϵ -модели (что является верным при низких скоростях движения и малых числах Re).

В то время как в стандартной k - ϵ -модели предполагается наличие вихрей одинакового масштаба по всей длине канала, а их масштаб берётся по начальному участку (так как только там можно относительно корректно выделить пристенную область), с учётом крупной сетки расчёта (рис. 4), масштаб которой сопоставим с размером ребра конвективной ленты. Возникает серьёзная погрешность

в расчёте поля скоростей из-за невозможности корректной работы с пристенной областью (фактическим её отсутствием в расчётной сетке) по всей длине каналов, что, в свою очередь, ведёт к неточности в определении расхода воздуха, проходящего через отопительный прибор, и остальных ключевых интегральных параметров моделирования.

Применение мелкой расчётной сетки, которая позволит корректно учитывать пристенные пульсации, существенно увеличивает расчётное время (более чем в 1000 раз) и на такой сложной геометрии приводит к несходимости расчёта для большинства моделей турбулентности. В этом случае необходимо изучать движение в каналах конвективной ленты отдельно, путём последовательного моделирования, что плохо применимо к поставленной задаче и не позволяет выйти на приемлемую точность интегральных характеристик.

Сопоставление расчёта двух моделей турбулентности представлено на рис. 5.

Из рис. 5 нетрудно понять, что, несмотря на меньшую итоговую погрешность общего энергетического расчёта (погреш-

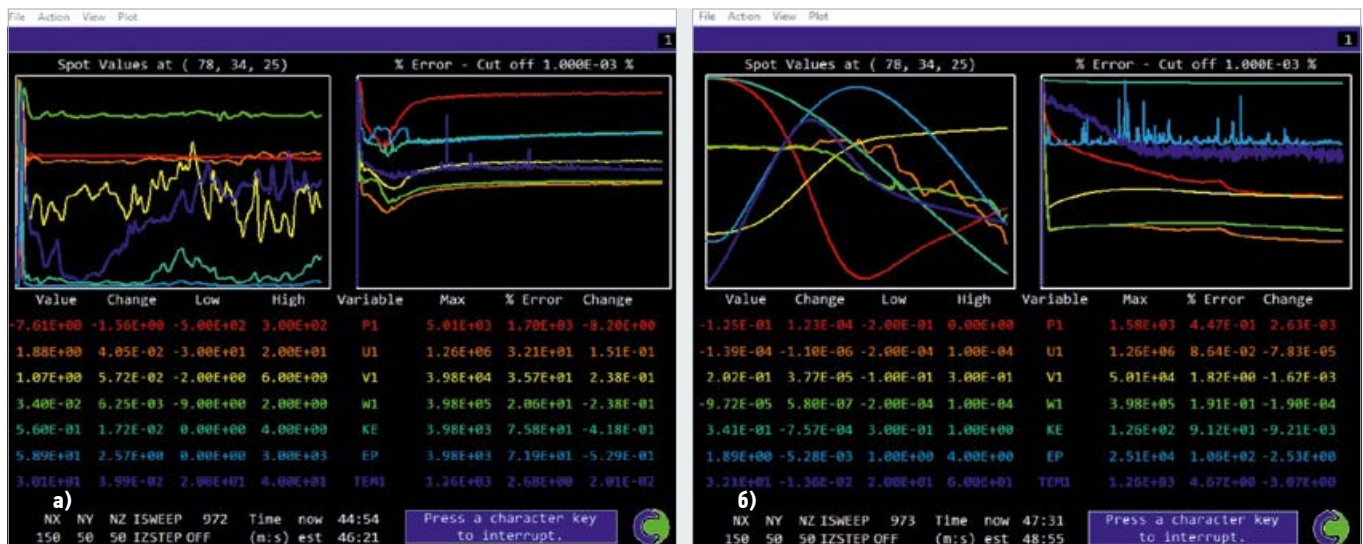


Рис. 5. Завершающий этап расчёта для стандартной (а) и для двухслойной k - ϵ -модели (б)

ность по температуре составляет 2,68 %) для стандартной k - ϵ -модели (рис. 5а), все остальные величины (скорости по всем направлениям, давление) имеют неприемлемые погрешности (от 20 до 170 %). Это как раз связано с некорректным расчётом пристенного поля скоростей на крупной сетке, что вызывает конечную несходимость расчёта. Причём для двухслойной k - ϵ -модели (рис. 5б) практически все погрешности лежат в пределах 2 % (погрешность энергетического расчёта составляет 4,67 %, что также приемлемо для подобного моделирования).

Те же выводы можно сделать на основании общего графика изменения расчётных величин (графики слева). На рис. 5а они имеют спонтанный характер без стремления к выравниванию, в то время как на рис. 5б для всех графиков характерен синусоидальный характер, и несмотря на то, что время расчёта не позволило им выйти на «полку», конечная точка находится в середине амплитуды графика. И для той, и для другой модели характерны высокие погрешности по конечным величинам кинетической энергии турбулентных пульсаций и энергии диссипации, что неудивительно с учётом крупной расчётной сетки и неравномерности потока (радикально разного характера течения на входе и в конвективном канале). Однако ввиду малых абсолютных значений этих величин (условно-ламинарного потока с низкими числами Re) они не вносят сильных погрешностей в расчёт интегральных показателей модели:

$$Q_{\text{вн}} = G_{\text{ср}}(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (4)$$

где G — расход воздуха, движущегося за счёт естественной конвекции, кг/с; c_p — удельная изобарная теплоёмкость воздуха при средней температуре внутреннего конвективного пространства отопительного прибора, Дж/(кг·К); $t_{\text{вых}}$ — средняя температура выходящего воздуха из отопительного прибора, °C; $t_{\text{вх}}$ — средняя температура входящего воздуха в отопительный прибор (принимается по температуре окружающей среды $t_{\text{вх}} = t_{\text{окр}}$), °C.

Для того чтобы воспользоваться уравнением (4), необходимо произвести моделирование. Общий вид модели представлен на рис. 6. Границы моделируемой области проходят по физическим границам отопительного прибора.

Вход воздуха происходит в нижней плоскости xz ($y = 0$), параметры входа: температура — $t_{\text{вх}} = t_{\text{окр}} = +20^\circ\text{C}$, давление — атмосферное, размер — по границам отопительного прибора. Фактически это свободный вход в нижнюю плоскость отопительного прибора.

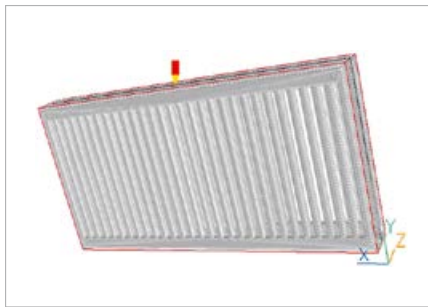


Рис. 6. Общий вид моделируемой области отопительного прибора

Выход воздуха происходит в верхней плоскости xz ($y = 500$ мм), по выпускной решётке, параметры выхода: температура и давление — по расчёту, размер — по границам отопительного прибора. Фактически это свободный выход в верхнюю плоскость отопительного прибора.

Источник тепла задаётся как постоянная температура (граничные условия первого рода) теплоносителя внутри панелей отопительного прибора, по средней температуре теплоносителя. Направление силы гравитации задаётся противоположным направлению оси Oy .

Результаты моделирования при средней температуре теплоносителя $+80^\circ\text{C}$ представлены на рис. 7 и 8.

Данные, полученные в результате численного моделирования

табл. 1

Параметр	Значение
Температура выхода воздуха $t_{\text{вых}}$, °C	54,71
Скорость выхода воздуха v , м/с	0,222
Расход циркулирующего во внутреннем пространстве отопительного прибора воздуха G , м³/с	0,0222

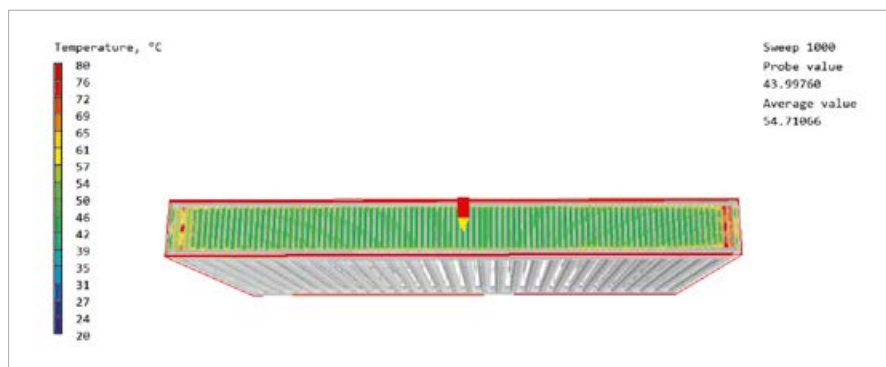


Рис. 7. Распределение температур по плоскости выхода воздуха из отопительного прибора

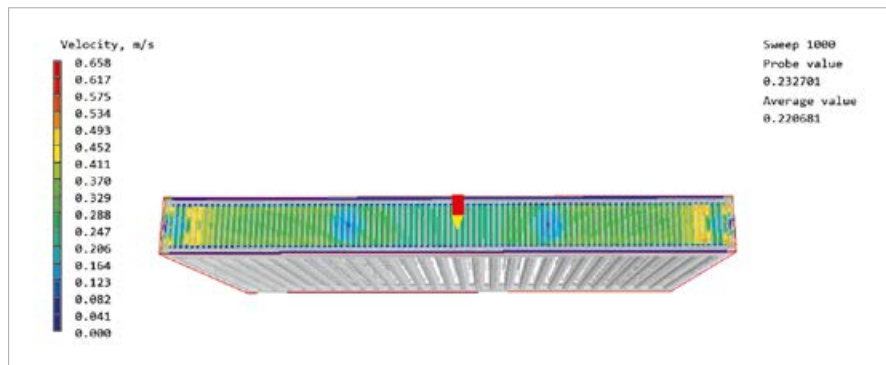


Рис. 8. Распределение скоростей по сечению отопительного прибора

По результатам численного моделирования получаем значения температур и скоростей по верхней и нижней плоскостям отопительного прибора, приведённые в табл. 1.

Внешний конвективный тепловой поток возможно посчитать из стандартных критериальных уравнений естественной конвекции, для движения воздуха вдоль вертикальной поверхности [8]:

$$Q_{\text{внеш}} = \alpha F_{\text{конв}}(t_{\text{пов}} - t_{\text{окр}}), \quad (5)$$

здесь F — площадь наружной поверхности отопительного прибора, м²; $t_{\text{пов}}$ — температура поверхности отопительного прибора (принимается как средняя температура теплоносителя внутри отопительного прибора, что вполне допустимо, так как коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха на два порядка меньше, чем коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя, причём термическим сопротивлением стенки можно пренебречь — оно составляет менее 1 % от общего коэффициента теплопередачи), °C; $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды (учитывая, что отопительный прибор находится в свободном конвективном поле), °C;

α — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности отопительного прибора, Вт/(м²·К):

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d}, \quad (6)$$

где d — характерный линейный размер (принимается высота отопительного прибора, как основной определяющий размер в характере формирования течения воздуха вдоль поверхности), м; Nu — критерий Нуссельта для основной теплообменной поверхности; λ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К):

$$Nu = 0,63 \sqrt[4]{GrPr}, \quad (7)$$

где Pr — критерий Прандтля при средней температуре воздуха; Gr — критерий Грасгофа:

$$Gr = 9,8 \beta (t_{\text{пов}} - t_{\text{окр}}) \frac{d^3}{\nu^2}, \quad (8)$$

где β — коэффициент температурного расширения воздуха, взятый для средней температуры, между температурой поверхности отопительного прибора и температурой окружающего воздуха; ν — кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Формула (7) применяется для анализа ламинарных течений при естественной конвекции (низких числах Рэлея), что технически правильно для конкретного расчёта, однако это не означает фактическую ламинарность течения.

Турбулентные пульсации возникают в пристенных областях, также не исключены крупные (порядка характерного линейного размера поверхности) вихри при конвективном движении. При этом ламинарность потока при критериальном анализе не нарушается.

Следовательно, нет противоречий в одновременном применении двухслойной

k - ϵ -модели турбулентности и критериального уравнения для ламинарных течений, поскольку применение уравнения для турбулентных течений уместно при очень высокой скорости восхождения потока, порождающей большое количество вихрей среднего размера, то есть больших, чем тепловой пограничный слой, но существенно меньших (на порядок), чем характерный линейный размер обтекаемой поверхности.

Фактически мы предполагаем смешанный режим течения, интерпретируемый следующим образом:

□ ламинарный на порядках величины теплового пограничного слоя;

□ турбулентный в пристенной области (что позволяет предположить наличие большого количества турбулентных пульсаций внутри теплового пограничного слоя);

□ турбулентный на удалении порядка размера поверхности, рядом с которой поднимается конвективный поток.

Определённую сложность представляет точное определение всех площадей теплообменной поверхности и правильный их учёт для расчёта тепловых потоков. Основные данные для отопительного прибора «тип 22» размерами 500 × 1000 мм приведены в табл. 2.

Расчёт количества тепла, передаваемого излучением:

$$Q_{\text{изл}} = c_0 \epsilon \left[\left(\frac{T_{\text{пов}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{нар}}, \quad (9)$$

где T — соответствующие температуры в абсолютных значениях, К; c_0 — коэффициент излучения абсолютно чёрного тела; ϵ — степень черноты поверхности отопительного прибора (принимается $\epsilon = 0,9$).

Также несложно вычислить средний конвективный коэффициент теплоотдачи при взаимодействии воздуха с конвективной лентой отопительного прибора и с внешними поверхностями отопительного прибора:

$$\alpha_{\text{конв.ср}} = \frac{Q_{\text{вн}}}{F_{\text{конв}} \left(t_{\text{пов}} - \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \right)}. \quad (10)$$

Результаты расчёта сведены в табл. 3.

Таким образом, мы получили расхождение рассчитанного с заявленным и подтверждённым лабораторными испытаниями тепловых потоков менее 9% при попадании в диапазон допустимых тепловых мощностей, то есть аналитическая модель расчёта имеет удовлетворительную точность.

Заключение

Мы рассмотрели базовую численную модель стального панельного радиатора, применённую совместно с аналитическим расчётом. В результате проведённого расчётного исследования можно сделать следующие выводы:

□ крайне важна точная оценка площади всех теплопередающих поверхностей отопительного прибора с разделением на конвективные и излучающие;

□ применим на практике расчёт совокупной теплоотдачи базовой (без интенсификаторов) модели отопительного прибора путём применения критериальных методов в диапазоне их работы и численного моделирования там, где невозможно применить критериальный метод.

□ при численном моделировании рекомендуется применять двухслойную k - ϵ -модели турбулентности [6, 7].

Полученные результаты применимы для проверки эффективности внедряемых методов увеличения теплоотдачи отопительных приборов. ●

● Основные значения площадей теплообменных поверхностей отопительного прибора «тип 22» размерами 500 × 1000 мм

табл. 2

Теплообменная поверхность (площадь)	Значение
Внешняя поверхность отопительного прибора (удельная площадь поверхности конвективной панели, отнесённая к площади гладкой поверхности 1,119 м ² /м ²) с учётом боковин и решётки $F_{\text{нар}}$, м ²	1,270
Поверхность конвективной ленты $F_{\text{л}}$, м ²	3,348
Общая конвективная поверхность теплообмена с учётом боковин и решётки $F_{\text{конв}}$, м ²	4,618
Общая площадь поверхности теплообмена с учётом боковин и решётки F_0 , м ²	5,889

● Расчётные величины тепловых потоков для исследуемого радиатора

табл. 3

Параметр	Значение
Количество тепла, передаваемое конвекцией от внутренних поверхностей радиатора (при движении воздуха за счёт естественной конвекции через конвективную ленту отопительного прибора) $Q_{\text{вн}}$, кВт	0,971
Количество тепла, передаваемое конвекцией от наружных поверхностей отопительного прибора $Q_{\text{внеш}}$, кВт	0,434
Количество тепла, передаваемого излучением от наружных поверхностей отопительного прибора $Q_{\text{изл}}$, кВт	0,529
Результаты расчёта теплоотдачи отопительного прибора Q , кВт	1,934
Заявленный тепловой поток отопительного прибора согласно [4] (приведённый к разнице между температурой теплоносителя и температурой поверхности радиатора $\Delta t = 60$ °С), кВт	1,809

- ГОСТ 53583—2009. Приборы отопительные. Методы испытаний / Дата введ.: 01.06.2010.
- Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен: учебник для вузов. — М.: Изд-во МЭИ, 2011. 562 с.
- Терехов В.И., Экаид А.Л. Ламинарная свободная конвекция между вертикальными параллельными пластинами с различными температурами // Теплофизика и аэромеханика, 2012. Т. 19. №4. С. 415—429.
- Данные производителей стальных панельных радиаторов из открытого доступа.
- ГОСТ 31311—2005. Приборы отопительные. Общие технические условия / Дата введ.: 01.01.2007.
- The Phoenix 2019 Reference Manual (v. 1.0).
- Сергиевский Э.Д., Хомченко Н.В., Овчинников Е.В. Расчёт локальных параметров течения и теплообмена в каналах: Методич. пособие по курсу «Математическое моделирование процессов теплообмена» по направлению «Промышленная теплоэнергетика». — М.: Изд-во МЭИ, 2001. 60 с.
- Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Изд. 3-е, перераб. и доп. — М.: Энергия, 1975. 488 с.

References — see page 112.

Development of a method for evaluating the effectiveness of modernization of heat exchange surfaces of heating devices. Checking the basic model. Pp. 56–64.

A. A. Arbatsky, PhD, General Director of the “IKSEI” Research and Development Institute; **Yu. D. Sakharov**, Head of the Laboratory of Thermal Engineering Research at the “IKSEI” RDI; **S. V. Guzhov**, PhD, Associate Professor, the Department of Heat and Mass Transfer Processes and Installations (HMTPI), National Research University “Moscow Power Engineering Institute” (NRU “MPEI”); **M. V. Gorelov**, PhD, Associate Professor, the Department of HMTPI, NRU “MEI”

1. GOST 53583–2009 [State Industry Standard of Russia No. 53583–2009]. *Pribory otopitel'nye. Metody ispytaniy* [Heating devices. Test methods]. Date of impl.: June 1, 2010.
2. E.F. Tsvetkov, B.A. Grigoriev. *Teplomassoobmen: uchebnik dlja vuzov* [Heat and mass transfer: A textbook for universities.]. Moscow. *Izd-vo MJeI* [Publishing House of the Moscow Power Engineering Institute]. 2011. 562 p.
3. V.I. Terekhov, A.L. Jekaid. *Laminarnaja svobodnaja konveksija mezhdu vertikal'nymi parallel'nymi plastinami s razlichnymi temperaturami* [Laminar free convection between vertical parallel plates with different temperatures]. *Teplofizika i aeromekhanika* [“Thermophysics and Aeromechanics” Magazine]. 2012. Vol. 19. No. 4. Pp. 415–429.
4. *Dannye proizvoditelej stal'nykh panel'nykh radiatorov iz otkrytogo dostupa* [Open access data from manufacturers of steel panel radiators].
5. GOST 31311–2005 [State Industry Standard of Russia No. 31311–2005]. *Pribory otopitel'nye. Obshhie tekhnicheskie uslovija* [Heating devices. General technical conditions]. Date of impl.: January 1, 2007.
6. The Phoenix 2019 Reference Manual (v. 1.0).
7. Je.D. Sergievsky, N.V. Khomchenko, E.V. Ovchinnikov. *Raschjot lokal'nykh parametrov techenija i teploobmena v kanalakh* [Calculation of local parameters of flow and heat transfer in channels]. Metodich. posobie po kursu “Matematicheskoe modelirovanie protsessov teploobmena” po napr. “Promyshlennaja teploenergetika” [Methodological manual for the “Mathematical modeling of heat transfer processes” training course in the direction of “Industrial Heat and Power Engineering”]. Moscow. *Izd-vo MJeI* [Publishing House of the Moscow Power Engineering Institute]. 2001. 60 p.
8. V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel. *Teploperedacha* [Heat transfer]. 3rd edition, rev. and exp. Moscow. *Jenergija* [“An energy” Publishers]. 1975. 488 p.