

Numerical Analysis of Parameters of the Radiant Heating System with Radiating Panels

Redko A.A., Kulikova N.V., Burda Yu.A., Pavlovsky S.V., Redko O.F., Pivnenko Yu.A.
Kharkiv National University of Construction and Architecture
Kharkiv, Ukraine

Abstract. The main goal of the work is to study radiation and convection heat-exchange in a closed volume of a panel radiator to assess the possibility of transferring short-wave radiation in the working area to a comfortable long-wave one. The goals have been achieved through the use of a mathematical model of three-dimensional unsteady flow and complex heat exchange in a radiant heating system, in which the system of Reynolds-averaged Navier – Stokes equations is added, supplemented by the radiative transfer equation. The effect of the shape and size of the panel, surface material and the presence of thermal insulation has been numerically investigated. It has been found that the arrangement of radiating panels reduces the surface temperature to 450–500°C, but the increase in the surface area of the radiator provides a more uniform radiation intensity over the area being heated, not exceeding the permissible sanitary and hygienic requirements. The most important results are the creation of a more uniform radiation flux density when placing additional panels around a high-temperature radiator and the conversion of short-wave radiation in the working area to a comfortable long-wave one. The significance of the obtained results consists in the fact that the results of these studies can be put into practice in the design and installation of radiant heating systems for various buildings. The results obtained in the work show the promise of further theoretical and experimental studies on subjects related to the optimization of radiant heating system parameters for industrial and civil buildings.

Keywords: radiant heating, radiating panels, heating system, infrared burner.

DOI: 10.5281/zenodo.3713405

UDC: 697.325

Analiza numerică a parametrilor unui sistem de încălzire radiant cu panouri radiante
Redko A.A., Kulikova N.V., Burda Yu.A., Pavlovsky S.V., Redko A.F., Pivnenko Yu.A.
Universitatea Națională de Construcții și Arhitectură Harkov
Harkov, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în studierea radiațiilor și transferului de căldură convectiv într-un volum închis al unui emițător de tip panou pentru a evalua posibilitatea modificării lungimea unei scurte a radiației din zona de lucru într-o radiație confortabilă de undă lungă. Obiectivele au fost atinse prin utilizarea unui model matematic de flux tridimensional nestăionar de scurgere și transfer complex de căldură în sistemul radiant de încălzire, care are la bază ecuațiile Navier - Stoke cu valori medii a coeficienților obținute după Reynolds, care completează ecuația de transfer prin radiație. În lucrare se prezintă rezultatele analizei numerice a parametrilor unui sistem de incalzire radianta cu panouri radiante. S-a stabilit, că dispunerea panourilor de emisie reduce temperatura suprafeței la 450-500 °C, dar creșterea suprafeței emițătorului asigură o intensitate mai uniformă a radiației pe zona încălzită, fără a depăși cerințele sanitare și igienice admise. Sunt determinate dimensiunile geometrice ale sistemului de panou și raportul acestora. S-a stabilit că dispozitivul de panou traduce parametrii radiatorului cu lungime de undă scurtă în regim de radiație cu lungime de undă lungă. Cel mai eficient radiator este un radiator trapezoidal din tablă de oțel cu grosimea de 1 mm cu un perete izolat termic. Cel mai important rezultat constă în faptul că se asigură crearea unei densități mai uniforme a fluxului de radiații atunci la amplasarea panourilor suplimentare în jurul unui calorifer cu temperaturi ridicate. această soluție asigură transferul radiațiilor cu unde scurte în zona de lucru într-una confortabilă cu unde lungi. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul, că rezultatele acestor studii pot fi aplicate în practică privind proiectarea și instalarea sistemelor de încălzire radiante pentru diverse clădiri.

Cuvinte-cheie: încălzire radiantă, panouri radiante, sistem de încălzire, arzător cu infraroșu.

Численный анализ параметров лучистой системы отопления с излучающими панелями
Редько А.А., Куликова Н.В., Бурда Ю.А., Павловский С.В., Редько А.Ф., Пивненко Ю.А.
 Харьковский национальный университет строительства и архитектуры
 Харьков, Украина

Аннотация. Основной целью работы является исследование радиационного и конвективного теплообмена в замкнутом объеме панельного излучателя для оценки возможности перевода коротковолнового излучения в рабочей зоне в комфортное длинноволновое. Поставленные цели были достигнуты за счет применения математической модели трехмерного нестационарного течения и сложного теплообмена в системе лучистого отопления, в которую положена система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, дополненная уравнением радиационного переноса. В данной работе приведены результаты численного анализа параметров лучистой системы отопления с излучающими панелями. Численно исследовалось влияние формы и размеров панели, материала поверхности и наличие теплоизоляции. Установлено, что устройство излучающих панелей снижает температуру поверхности до 450–500 °С, но увеличение площади поверхности излучателя обеспечивает более равномерную интенсивность излучения по обогреваемой площади, не превышающую допустимую санитарно-гигиеническими требованиями. Определены геометрические размеры панельной системы и их соотношение. Установлено, что устройство панелей переводит параметры коротковолнового излучателя в режим более комфортного длинноволнового излучателя, наиболее эффективным излучателем является излучатель трапециевидной формы, выполненный из листовой стали толщиной 1 мм с теплоизолированной стенкой. Наиболее важным результатом является создание более равномерной плотности потока излучения при размещении дополнительных панелей вокруг высокотемпературного излучателя, достижение перевода коротковолнового излучения в рабочей зоне в комфортное длинноволновое. Значимость полученных результатов состоит в том, что результаты данных исследований могут быть применены на практике при проектировании и монтаже систем лучистого отопления различных зданий. Полученные в работе результаты показывают перспективность дальнейших теоретических и экспериментальных исследований по тематике, связанной с оптимизацией параметров лучистых систем отопления зданий промышленного и гражданского назначения.

Ключевые слова: лучистое отопление, излучающие панели, система отопления, горелка инфракрасного излучения.

ВВЕДЕНИЕ

В системах отопления производственных предприятий широко применяются газовые горелки инфракрасного излучения. Высокотемпературные излучатели с температурой поверхности от 600 °С до 1200 °С обеспечивают обогрев помещений большого объема и высоты, в которых другие системы отопления являются неэффективными. Применение лучистых систем отопления обеспечивает снижение расхода тепловой энергии на 30 – 40% по сравнению с системами конвективного отопления [1–10,12,13,14]. Множество исследований показало перспективность применения низкотемпературных лучистых систем отопления [15–24, 31,32], но доля конвективного теплообмена выше, чем у высокотемпературных излучателей, что делает их неэффективными для помещений производственных предприятий. Системы отопления с горелками инфракрасного излучения применяются для всех типов зданий (машиностроительные, транспортные, агропромышленные предприятия, торговые центры, выставочные залы, спортивные залы).

Данный вид отопления широко применяется в странах ЕС [15].

Настоящая работа отличается от известных в применении отличного от других авторов подхода к оптимизации параметров лучистых систем отопления. Приведенная ниже математическая модель позволила впервые определить геометрические и теплофизические параметры излучателей для достижения перевода коротковолнового излучения в рабочей зоне в комфортное длинноволновое.

Однако, высокотемпературные излучатели имеют ограничения: высокая мощность излучения и острый угол потока излучения создают в помещении существенную неравномерность температурного поля по площади и высоте помещения. [25–30]

Наблюдается неравномерность обогрева поверхности пола в продольном и поперечном направлениях, температура поверхности пола при увеличении расстояния от центра излучателя при нестационарном режиме обогрева отличается на 8 – 12 °С (от 20 до 32 °С) при установке излучателя на высоте 4 м [2].

Плотность потока излучения газового инфракрасного излучателя мощностью 20 кВт (высота установки 10 м) в направлении продольной оси излучателя изменяется от 78,5 – 80 Вт/м² (центр излучателя) до 4,2 и 6,7 Вт/м² (на расстоянии до 7 м от центра излучателя), что указывает на неравномерность плотности потока излучения и необходимость уменьшения шага установки излучателей и увеличения их количества для создания комфортных условий в рабочей зоне производственного помещения.

При этом выполнение санитарно-гигиенических норм сложно обеспечить из-за продолжительного и интенсивного коротковолнового излучения, которое оказывает неблагоприятное воздействие на ткани организма, сетчатку глаза, сопровождается ухудшением самочувствия [1].

Результаты экспериментального исследования [2] показывают, что распределение плотности теплового потока от излучателя 20 кВт изменяется от значения 201 Вт/м² (h=0.5 м) до 167.5 Вт/м² (h=1.0 м). Температура воздуха под излучателем мощностью 30 кВт составляет на расстоянии 200 мм (305 – 345 °C); 1000 мм – (152 – 172 °C) [2], что приводит к увеличению тепловых потерь.

Из-за низких значений КПД высокотемпературных излучателей, составляющих менее 50%, делаются попытки повышения их эффективности [3, 4]. Потери теплоты состоят из конвективных потерь с уходящими газами, потерь теплоты корпусом горелки и потерь теплоты при свободной конвекции при обтекании воздухом открытой поверхности излучателя и сетки. Для снижения конвективных тепловых потерь горелки оснащаются прозрачным экраном с отверстиями для отвода продуктов сгорания. Площадь экрана равна площади излучателя. Экран пропускает около 80 – 87% излучения, часть поглощается экраном, часть отражается на керамический излучатель, что повышает КПД горелки.

Измерение температуры воздуха вблизи поверхности излучателя [5] показывает, что изменяется температура воздуха от 335 °C (x=0.1 м) до 110 °C (x=1.5 м). В [6] приведена схема модернизированного рефлектора по принципу «водяная рубашка», применение которого позволяет уменьшить потери

теплоты по направлению к потолку здания и избежать конденсации влаги на внутренней поверхности кровли. Однако, усложнение конструкции не позволяет существенно повысить КПД системы инфракрасного обогрева (наблюдается увеличение КПД около 10%).

В [2] рекомендуется теплоизоляция зоны помещения над газовыми инфракрасными излучателями и перекрытием, а также снижение циркуляции нагретого воздуха в верхней части помещения путем размещения препятствий на пути движения воздуха параллельно корпусу излучателя. Указывается на создание локальных рабочих зон для лучистого обогрева, состоящих из вертикальных стен из материалов с низкой теплопроводностью и малой теплоемкостью (например – пенобетон). Однако, реализация рекомендаций [2] потребует значительных затрат.

В работах [1–10,12,13] приведены результаты исследования параметров газовых систем инфракрасного излучения, которые, несмотря на простоту конструкции и невысокую стоимость, характеризуются сложностью обеспечения комфортных условий в рабочей зоне.

Целью настоящей работы является исследование радиационного и конвективного теплообмена в замкнутом объеме панельного излучателя для оценки возможности перевода коротковолнового излучения в рабочей зоне в комфортное длинноволновое.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Объектом исследования есть система лучистого панельного отопления с газовым инфракрасным излучателем, выполненная следующим образом: вблизи газового высокотемпературного излучателя установлены панели. Боковые теплоизолированные стенки и нижняя стенка излучателя, которая нагревается до температуры 500 – 600 °C, переизлучают теплоту в рабочую зону помещения. Более низкая температура излучающей стенки панели обеспечивает длинноволновое излучение и более комфортные условия. Анализ тепловых режимов производственных помещений методами теплового баланса в виде систем обыкновенных дифференциальных уравнений не учитывает

пространственную неоднородность температурных полей. В данной работе в основу математической модели трехмерного нестационарного течения и сложного теплообмена в системе лучистого отопления положена система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса, дополненная уравнением радиационного переноса. Для построения дискретного аналога системы дифференциальных уравнений использован метод конечных объемов [11].

При численном моделировании принимались следующие допущения: геометрия панельного излучателя зеркально симметричная; среда внутри панельного излучателя лучепрозрачная; процесс теплопроводности внутри материала стенок одномерный; передача теплоты от панельного излучателя в рабочую зону помещения осуществляется излучением и конвекцией; стенки панельного излучателя абсолютно черные; стенки теплоизолированные для снижения теплопотерь в окружающую среду.

В основу математической модели положено систему усредненных за Рейнольдсом дифференциальных уравнений (1) – (5): неразрывности, сохранения массовых долей химических компонентов смеси, сохранения импульса и сохранения энергии соответственно, и дифференциальное уравнение (5) переноса излучения:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad i=1, 2, 3. \quad (1)$$

$$\rho u_i \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{S_c} \frac{\partial Y_l}{\partial x_i} \right) + \omega_l, \quad i=1, 2, 3; \quad (2)$$

$$l = 1, \dots, N; \sum_{l=1}^N Y_l = 1;$$

$$\rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_j, \quad (3)$$

$$i=1, 2, 3; \quad j=1, 2, 3.$$

$$\rho u_i \frac{\partial h}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial q_i^R}{\partial x_i} + \omega_T, \quad (4)$$

$$i=1, 2, 3.$$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{d \vec{I}(r, s)}{ds} + \vec{I}(r, s) = (1 - \omega_0) \vec{I}_b(r) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} \vec{I}(r, s') d\Omega' \quad (5)$$

где u_i, u_j – составляющие вектора скорости в направлении соответствующих осей декартовых координат x_i, x_j , м/с;

ρ – плотность, кг/м³;

Y_l – массовая доля базового химического компонента l ;

μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;

$S_c \equiv \frac{\mu}{D\rho}$ – число Шмидта;

D – коэффициент диффузии, м²/с;

$\omega_l = v_l M_l w$, – исходный член, описывающий прибыль (убыток) базового компонента l в результате химических реакций, кг/(м³·с);

v_l – стехиометрический коэффициент базового компонента l ;

M_l – молекулярная масса базового компонента l ;

w – скорость реакции горения топлива, кг/м³·с;

$\omega_T = H_c w$ – исходный член, описывающий тепловыделение в результате химических реакций, Дж/(м³·с)

ΔH_c – теплота сгорания топлива, Дж/кг;

N – количество базовых компонентов в смеси;

p – давление, Па;

g_j – компонента ускорения свободного падения в направлении оси x_j , м/с²;

$h = \sum_l Y_l h_l$ – удельная энтальпия многокомпонентной смеси, Дж/кг;

$h_l = h_l^0 + \int_{T^0}^T c_{pl}(T) dT$ – удельная энтальпия базового химического компонента l , Дж/кг;

h_l^0 – удельная энтальпия базового химического компонента l при стандартной температуре T^0 , Дж/кг;

T – температура, К;

T^0 – стандартная температура, К;

c_{pl} – удельная изобарная теплоемкость базового химического компонента l , Дж/(кг·К);

$Pr \equiv \frac{\mu c_p}{\lambda}$ – число Прандтля;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

q_i^R – составляющая плотности потока излучения в направлении оси x_i , Вт/м²;

$\beta_0 = k_a + \sigma_s$ – объемный коэффициент затухания;

k_a – объемный коэффициент поглощения;

σ_s – объемный коэффициент рассеяния;

I – интенсивность излучения, Вт/м²;

$\vec{r}$ – радиус–вектор произвольного луча в угловом направлении распространения излучения $\vec{S}$;

$\omega_0 = \sigma_s / \beta_0$ – альбеда рассеяния;

$I_b = \sigma T^4 / \pi$ – интенсивность излучения абсолютно черного тела, Вт/м²;

σ – постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴);

Ω' – единичный вектор телесного угла, характеризующий направление распространения теплового излучения вследствие рассеивания фотонов $\vec{S}'$.

Для замыкания системы уравнений добавлены дифференциальные уравнения модели турбулентности Лаундера Сполдинга:

$$\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\rho u_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + (C_{\epsilon 1} (G_k + G_b) - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k} \quad (7)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности, м²/с²;

$G_k = \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ – исходный член,

обусловленный вязкостных напряжениями, Дж/(м·с);

$G_b = \mu \frac{1}{Pr} \frac{g_i}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ – исходный член,

обусловленный плавучестью, Дж/(м³·с);

ϵ – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности, м²/с³;

$C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_k , σ_ϵ – эмпирические коэффициенты.

Связь между термодинамическими переменными p , T и ρ устанавливался уравнением состояния смеси идеальных газов. Дан структурный анализ одного из важнейших направлений в исследовании турбулентных течений, связанного с конструированием моделей турбулентности. Представлена классификация моделей и охарактеризованы наиболее известные их представители на ряде примеров. Преимущественное внимание уделено вопросам применения моделей турбулентности в рамках сложившихся вычислительных технологий

$$p = R \rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \quad (8)$$

где R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К).

Дан структурный анализ одного из важнейших направлений в исследовании турбулентных течений, связанного с конструированием моделей турбулентности. Представлена классификация моделей и охарактеризованы наиболее известные их представители на ряде примеров. Преимущественное внимание уделено вопросам применения моделей турбулентности в рамках сложившихся вычислительных технологий

Система уравнений (1) – (5) дополняется граничными условиям – функциями стенки – набором полуэмпирических функций для скорости и температуры [11].

Схемы расчётных областей панельного излучателя и расчётные сетки показаны на рисунке 1.

Расчетные области покрывались неравномерными структурированными сетками, образованными одним слоем гексаэдральных ячеек. Количество расчетных ячеек в вариантах № 1, 1а, 4–7, 7а, 7б составило 1575, в варианте №2 – 3225, в варианте №3 – 4725. Угловая дискретизация расчетной области выполнена по 20 направлениям с пикселизацией 3 пиксела на контрольный угол. Стационарное решение отыскивалось методом установления по времени. Шаг интегрирования по времени равнялся 0,1 с.

Расчетные области покрывались неравномерными структурированными сетками, образованными одним слоем гексаэдральных ячеек. Количество расчетных ячеек в вариантах № 1, 1а, 4–7, 7а, 7б составило 1575, в варианте №2 – 3225, в варианте №3 – 4725. Угловая дискретизация расчетной области выполнена по 20 направлениям с пикселизацией 3 пиксела на контрольный угол. Стационарное решение отыскивалось методом установления по времени. Шаг интегрирования по времени равнялся 0,1 с.

I. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Варианты вычислительного эксперимента приведены в таблице 1.

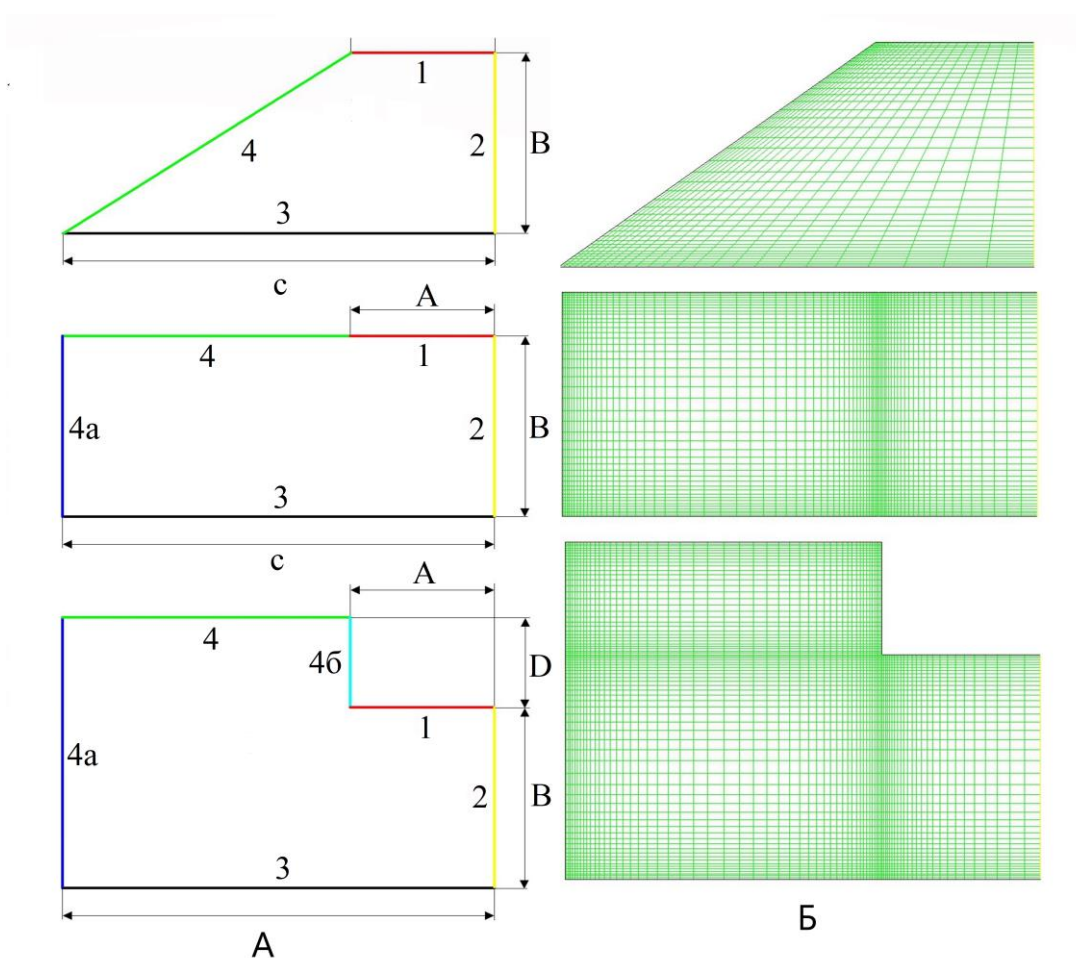


Рис. 1. А. Схемы расчетных областей: сверху вниз – варианты №1 (1 - 4, 4а, 4б); №2; №3; 1 – излучатель; 2 – плоскость симметрии; 3 – нижняя стенка; 4, 4а, 4б – боковые стенки; Б. расчетные сетки: сверху вниз – варианты №1; №2; №3.¹

Таблица 1².

Варианты вычислительного эксперимента³

Параметр	A	B	C	D	$\delta_{б.ст}$	$\delta_{н.ст}$	$\lambda_{б.ст}$	$\lambda_{н.ст}$	$\lambda_{из}$
Ед. измерения	м	м	м		м	м	$\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	$\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	$\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$
Вариант №1	0,15	0,25	0,45	-	0	0	0	∞	0
Вариант №1а	0,15	0,25	0,45	-	0	0	∞	∞	∞
Вариант №2	0,15	0,5	0,45	-	0	0	0	∞	0
Вариант №3	0,15	0,5	0,45	0,1	0	0	0	∞	0
Вариант №4	0,15	0,5	0,45	-	0	0	0	∞	0
Вариант №5	0,15	1	0,45	-	0	0	0	∞	0
Вариант №6	0,15	0,5	0,9	-	0	0	0	∞	0
Вариант №7	0,15	1	0,9	-	0	0	0	∞	0
Вариант №7а									
Вариант №7б	0,15	1	0,9	-	0,001	0,001	202,4	202,4	0
Вариант №8	0,15	2	0,9	-	0	0	0	∞	0

Варьировались следующие параметры: форма панельного излучателя, его размеры, материал стенок и наличие теплоизоляции.

Во всех расчетах температура верхней стенки принималась равной 900 °С,

радиационная температура окружающей среды +10 °С.

На распределение температуры и плотности потока излучения влияют геометрические размеры панельной

системы (размеры панели, расстояние между излучателем и панелью), конфигурация и материал панели, наличие тепловой изоляции на боковой стенке.

Влияние формы панельной системы показано на рис. 2.

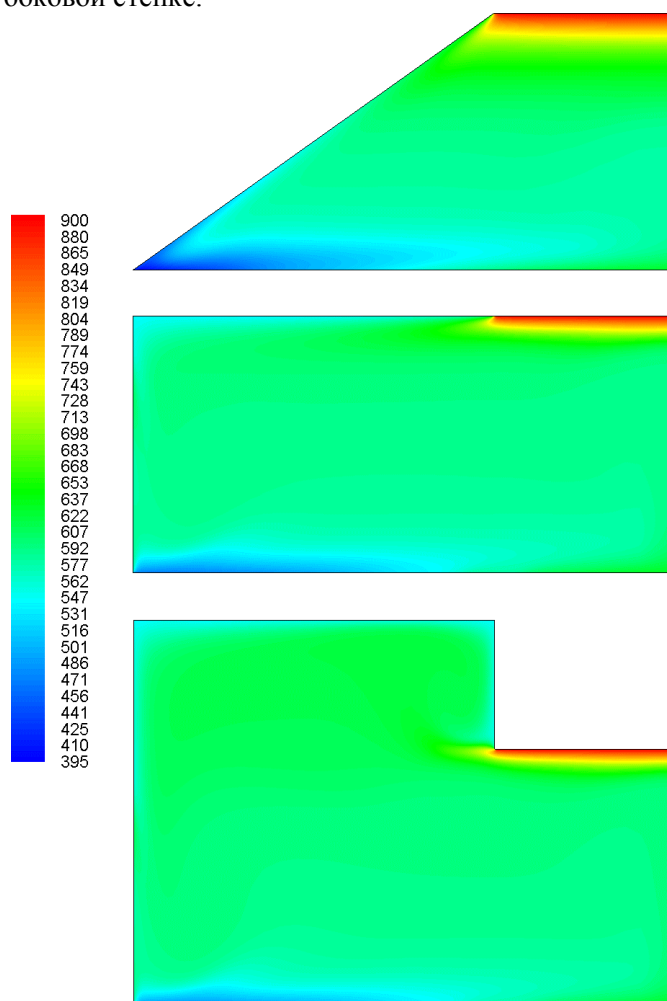


Рис. 2. Температура (°C) воздуха в панельном излучателе различной формы ($\lambda_{б.ст} = 0$; $\lambda_{н.ст} = \infty$): сверху вниз – варианты №1; №2; №3.⁴

Часть нижней стенки, расположенная под углом к излучателю, имеет более низкую температуру, чем по оси излучателя. Температура нижней стенки изменяется от 470 °C – 530 °C от дальней точки до оси излучателя (600 °C – 650 °C). Боковые стенки имеют высокую температуру, что без теплоизоляции стенок может увеличить тепловые потери. Более благоприятные условия в системе трапециевидной формы, т.к. боковая стенка отражает тепловую энергию на нижнюю стенку (рис 3).

Теплоизоляция боковых стенок обеспечивает повышение температуры воздуха в панельной системе до 600 – 650 °C (варианты №1 и 1а).

Изготовление нижней стенки из различных материалов (сталь – №7а; алюминий – №7б) приводит к более высокой температуре для стальной стенки (475 °C) по сравнению с алюминиевой (450 °C). Наблюдается теплопередача теплопроводностью вдоль панели, что приводит к понижению температуры алюминиевой панели.

Увеличение высоты панельной системы от 0,25 м до 2 м (ширина от 0,90 до 1,8 м) приводит к понижению плотности потока излучения от $200 \cdot 10^3$ Вт/м². При этом температура нижней стенки составляет значения 400 – 650 °C. Увеличение ширины нижней стенки от 0,90 м до 1,8 м при высоте 0,5 м приводит к изменению

⁴Appendix 1

плотности потока излучения от (105 – 160) Вт/м² до (50 – 120) Вт/м² при ширине панели 1,8 м.

Показано, что по оси излучателя плотность потока излучения имеет максимальные значения и уменьшается при изменении угла потока излучения (рис 4).

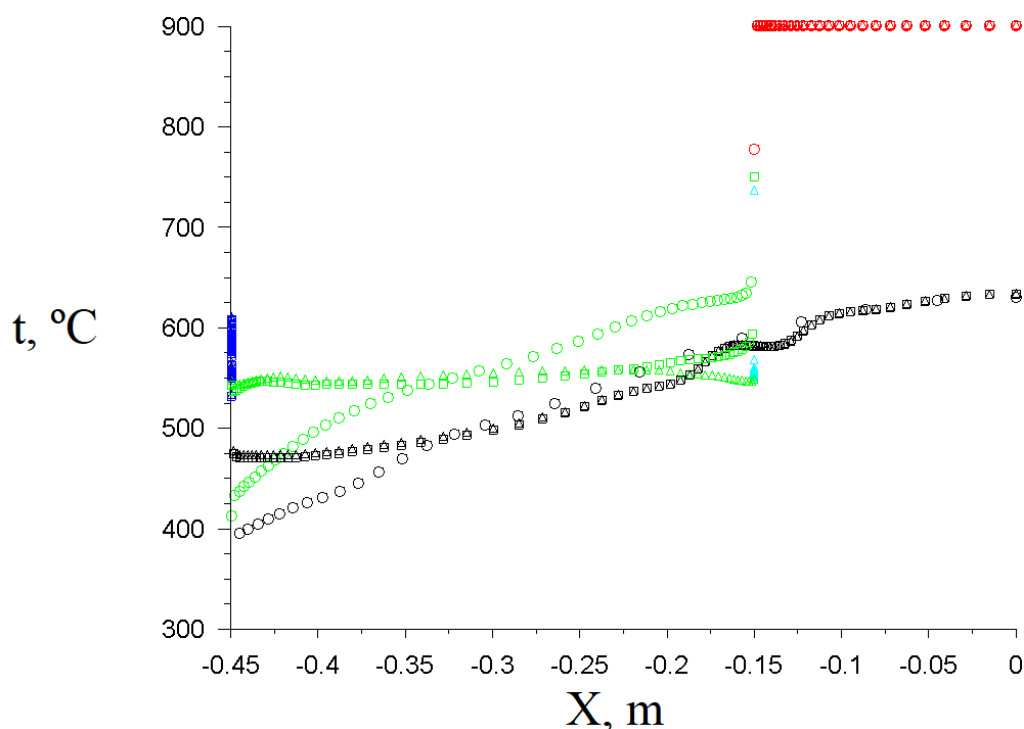


Рис. 3. Температура (°C) стенок панельных излучателей различной формы ($\lambda_{б.ст} = 0$; $\lambda_{н.ст} = \infty$): $\circ$ – вариант №1; $\square$ – вариант №2; Δ – вариант №3; красный – излучатель; черный – нижняя стенка; зеленый – боковая стенка; синий и голубой – вертикальные участки боковой стенки варианта №3.⁵

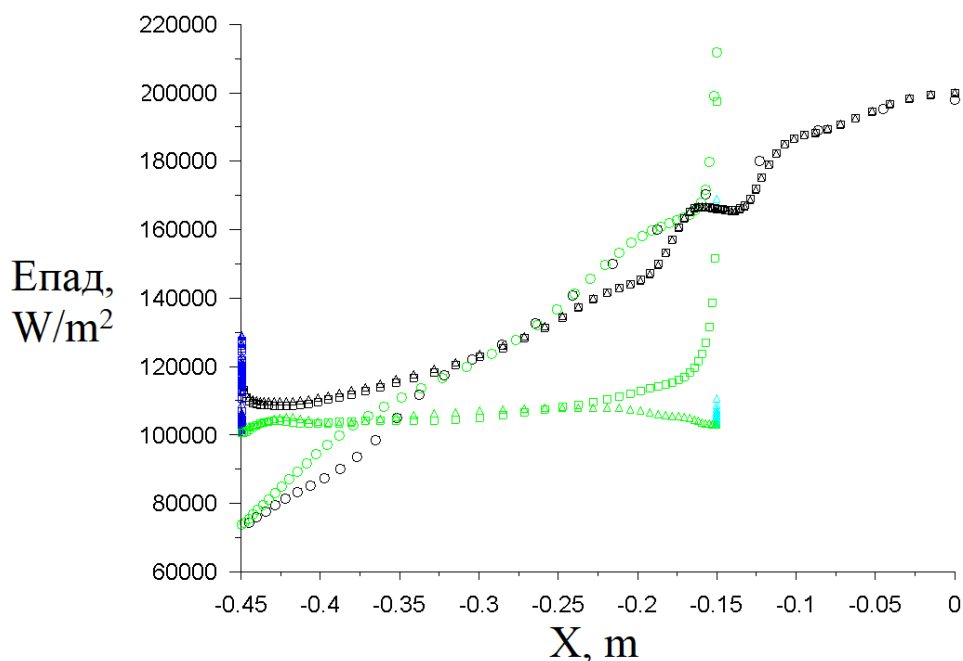


Рис. 4. Плотность потока излучения (Вт/м²) на стенках панельных излучателей различной формы ($\lambda_{б.ст} = 0$; $\lambda_{н.ст} = \infty$): $\circ$ – вариант №1; $\square$ – вариант №2; Δ – вариант №3; черный – нижняя стенка; зеленый – боковая стенка; синий и голубой – вертикальные участки боковой стенки варианта №3.⁶

Температура нижней стенки в зависимости от ширины изменяется от 475 до 575 °С при ширине панели 0,9 м до 400 – 625 °С при ширине панели 1,8 м.

Таким образом, на температуру нижней стенки ее ширина влияет более существенно, чем высота панельной системы (таблица 2, рисунок 5).

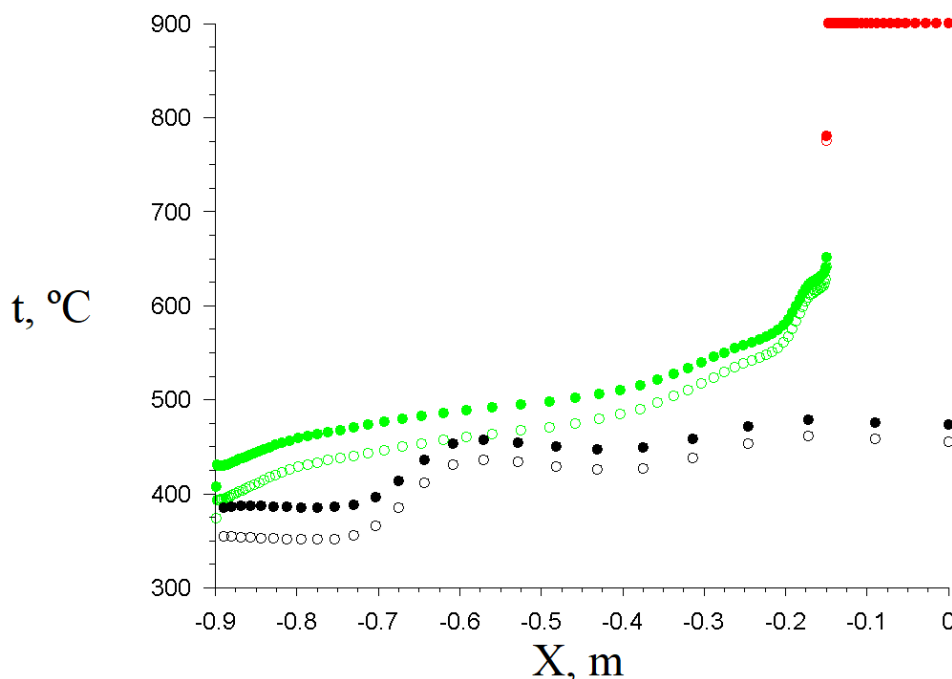


Рис. 5. Температура (°C) стенок панельных излучателей, выполненных из различных материалов ($C = 0,9$ м): ● – вариант №7а ($\lambda_{б.ст} = \lambda_{н.ст} = 16,27$ Вт/(м·°C) (сталь), $\delta_{б.ст} = \delta_{н.ст} = 1$ мм, боковая стенка теплоизолирована ($\lambda_{из} = 0$)); ○ – вариант №7б ($\lambda_{з.ст} = \lambda_{н.ст} = 202,4$ Вт/(м·°C) (алюминий), $\delta_{з.ст} = \delta_{н.ст} = 1$ мм, боковая стенка теплоизолирована ($\lambda_{из} = 0$)); красный – излучатель; черный – нижняя стенка; зеленый – боковая стенка.⁷

Изменение соотношения высоты (В) и ширины панельной системы (С) приводит к тому, что при значении В:С = 1:6, значение температуры нижней стенки становится практически постоянным, и неравномерность составляет 21% (вариант 7а). Таким образом теплота, передаваемая газовым высокотемпературным излучателем, преобразуется в теплоту комфортного длинноволнового низкотемпературного излучения.

В качестве оптимального может быть предложен панельный излучатель трапецевидной формы шириной 1800 мм и высотой 1000 мм, выполненный из листовой стали толщиной 1 мм с теплоизолированными боковыми стенками (вариант №7а).

Результаты численного исследования показывают, что применение панельных излучателей позволяет улучшить равномерность плотности излучения путём

увеличения угла потока излучения и формы нижней панели: профиль излучающей нижней панели выполняется выпуклым, многоступенчатым или многорёберным.

Закключение. В результате численного исследования установлено, что наблюдается влияние геометрических параметров излучателя и панели; установлено также, что более эффективными являются излучатели трапецевидной формы, выполненные из листовой стали толщиной 1 мм с теплоизолированной стенкой; установлено, что температура поверхности панели излучателя изменяется от 426 до 547 °С (вариант №8 и №4 соответственно) при уменьшении расстояния панели до поверхности излучателя от 2,0 м до 0,5м, при уменьшении ширины панели от 1,8 м до 0,9 м соответственно; установлено влияние коэффициента теплопроводности (сталь – $\lambda_{ст} = 16,27$ Вт/м·К; алюминий –

⁷Appendix 1

$\lambda_{\text{ал}}=202 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$) материала излучающей панели, при этом температура излучающей алюминиевой поверхности равняется $350 - 425 \text{ }^{\circ}\text{C}$, стальной – соответственно $400 - 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Результаты численного исследования, полученные в настоящей работе, указывают на возможность создания более равномерной плотности потока излучения при размещении дополнительных панелей вокруг высокотемпературного излучателя.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** A. Schemes of computational domains: from top to bottom – options No. 1 (1a, 4–7, 7a, 7b); No. 2; No. 3; 1 – emitter; 2 – plane of symmetry; 3 – bottom wall; 4, 4a, 4b – side walls; B. settlement grids: from top to bottom – options No. 1; No. 2; No. 3.

^{2,3}**Table 1.** Options for a computational experiment.

⁴**Fig. 2.** Temperature ($^{\circ}\text{C}$) of air in a panel emitter of various shapes ($\lambda_{\text{s.w.}}=0$; $\lambda_{\text{b.w.}}=\infty$): from top to bottom – options No. 1; No. 2; No. 3.

⁵**Fig. 3.** Temperature ($^{\circ}\text{C}$) of the walls of panel emitters of various shapes ($\lambda_{\text{s.w.}}=0$; $\lambda_{\text{b.w.}}=\infty$): $\bigcirc$ – option No. 1; $\square$ – option number 2; Δ – option number 3; red – emitter; black – bottom wall; green – side wall; blue and cyan – vertical sections of the side wall of option No. 3.

⁶**Fig. 4.** The radiation flux density (W/m^2) on the walls of panel emitters of various shapes ($\lambda_{\text{s.w.}}=0$; $\lambda_{\text{b.w.}}=\infty$): $\bigcirc$ – option No. 1; $\square$ – option number 2; Δ – option number 3; black – bottom wall; green – side wall; blue and blue – vertical sections of the side wall of option No. 3.

⁷**Fig. 5** Temperature ($^{\circ}\text{C}$) of the walls of panel emitters made of various materials ($C=0.9 \text{ м}$): $\bullet$ – option No. 7a ($\lambda_{\text{s.w.}}=\lambda_{\text{b.w.}}=16.27 \text{ W/(м}\cdot\text{}^{\circ}\text{C)}$ (steel), $\delta_{\text{s.w.}}=\delta_{\text{b.w.}}=1 \text{ мм}$, the side wall is thermally insulated ($\lambda_{\text{ins.}}=0$)); $\bigcirc$ – option No. 7b ($\lambda_{\text{back w.}}=\lambda_{\text{b.w.}}=202.4 \text{ W/(м}\cdot\text{}^{\circ}\text{C)}$ (aluminum), $\delta_{\text{back w.}}=\delta_{\text{b.w.}}=1 \text{ мм}$, the side wall is thermally insulated ($\lambda_{\text{ins.}}=0$)); red – emitter; black – bottom wall; green – sidewall.

Литература (References)

[1] Yazovtsev V.V., Miridonov V.A., Vershilova V.A., *Bezopasnost' sistem gazovogo luchistogo otopleniya*, [Safety of Gas Radiant Heating Systems] AVOC, no. 1, 2011. p. 64–68.

[2] Kurilenko N. I., *Nauchno–tekhnicheskie osnovy formirovaniya mikroklimata promyshlennykh ob`ektov s luchistymi sistemami otopleniya* [Scientific and Technical Basis for the Formation of the Microclimate of Industrial Facilities with

Radiant Heating Systems]. Avtoreferat diss. doktora tekhnicheskikh nauk – Abstract dis. doctor of technical sciences, Tyumen', 2015.

- [3] Slesarev D.Yu., *Sovershenstvovanie szhiganiya gazovogo topliva v gorelках infrakrasnogo izlucheniya svetlogo tipa* [Improving the Burning of Gas Fuel in Light-type Infrared Radiation Burners], Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk – Abstract dis. candidate of technical sciences, Penza, 2009.
- [4] Slesarev D.Yu., Pelipenko V.N., Kubis V.A., *Sposob povysheniya energoeffektivnosti i ekologicheskikh pokazateley gazovykh infrakrasnykh gorelok svetlogo tipa* [A Way to Improve Energy Efficiency and Environmental Performance of Light-type Infrared Gas Burners], *Izv. VUZov, Stroitel'stvo*, Novosibirsk, 2009. No. 10. p. 55–59.
- [5] Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Maksimov V.I., Mamontov G.Ya., Nagornova T.A., *Teploperenos pri nagreve lokal'noy oblasti krupnogabaritnogo proizvodstvennogo pomesheniya gazovymi infrakrasnymi izluchatelyami* [Heat Transfer During the Heating of the Local Area of a Large-sized Industrial Building by Gas Infrared Radiators]. *Inzhenerno–fizicheskiy zhurnal - Engineering Physics Journal*, 2013. V. 86, №3. p. 489–494.
- [6] Kurilenko N.I., Chekardovskiy M.N., Mikhaylova L.Yu., Ermolaev A.N., *Povyshenie koeffitsienta poleznogo deystviya luchistoy sistemy otopleniya s primeneniem v kachestve otopitel'nykh priborov «svetlykh» gazovykh infrakrasnykh izluchateley* [Increasing the Efficiency of the Radiant Heating System Using “Light” Gas Infrared Radiators as Heating Devices]. *Inzhenernyy vestnik Dona*, 2015. No. 4.
- [7] Pelipenko V.N., Slesarev D.Yu., *Gazovye gorelki infrakrasnogo izlucheniya* [Gas Burners of Infrared Radiation], Tolyatti: Izd–vo TGU, 2012.
- [8] Solnyshkova Yu.S., *Sovershenstvovanie sistem radiatsionnogo otopleniya zdaniy s tsel'yu sberezheniya energeticheskikh resursov* [Improving the Radiation Heating Systems of Buildings in order to Save Energy Resources]. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk - dis. candidate of technical sciences, Ivanovo. 2012.
- [9] Shivanov V.V. *Obespechenie teplovogo rezhima proizvodstvennykh pomesheniy sistemami gazovogo luchistogo otopleniya* [Provision of the Thermal Regime of Industrial Premises with Gas Radiant Heating Systems]. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk - Abstract dis. candidate of technical sciences, Nizhniy Novgorod, 2007.

- [10] Avdeeva S.M., Redko A.A., Bolotskikh N.N., *Sistema gazovogo panel'no-luchistogo otopleniya proizvodstvennogo pomesheniya* [System of Gas Panel-Radiant Heating of Industrial Premises], *Sbornik nauchnykh trudov KHNUSA «Nauchnyy vestnik stroitel'stva»*, №43. S. 219–222.
- [11] A. Redko, R. Dzhyoiev, A. Davidenko, S. Pavlovskiy, A. Pavlovskaya, I. Redko, N. Kulikova, O.Redko, Aerodynamic Processes and Heat Exchange in the Furnace of a Steam Boiler with a Secondary Emitter, *Alexandria Engineering Journal*. 2019. V. 58, Is. 1. P. 89–101.
<https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.006>
- [12] Akhramovich A.P., Dmitriev G.M., Kolosov V.P. *Optimizatsiya sistem infrakrasnogo obogreva proizvodstvennykh tsekhov* [Optimization of Infrared Heating Systems in Production Facilities]. – Prom. Teplotekhnika. – Kiev. – 2012. – № 2.
- [13] Dmitriev G.M. avtoreferat dissertatsii «Bazovaya model' sopryazhennogo rascheta optimal'nykh parametrov sistemy infrakrasnogo obogreva tsekhov priborostroitel'nykh predpriyatiy [The basic model of the coupled calculation of the optimal parameters of the infrared heating system of instrument-making enterprise workshops].» – GNU Obedinyonnyy institut energeticheskikh i yadernykh issledovaniy – Sosny NAN Belarusi. – Minsk. – 2003.
- [14] Nagornova T. A., Lipchinskiy D. A. Heat transfer in heated industrial premises with using radiant heating system. *Proc. International Youth Scientific Conference "Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy Equipment"*, Tomsk, 2017.
- [15] Martinopoulos G., Papakostas K. T., Papadopoulos A. M. A comparative review of heating systems in EU countries, based on efficiency and fuel cost. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 90, 2018, pp. 687-699.
- [16] Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Nee A.E. Mathematical modelling of conjugate heat transfer and fluid flow inside a domain with a radiant heating system. *International Journal of Thermal Sciences*. Vol. 131, 2018, pp. 27-39.
- [17] Lee S., Park B., Kim J., Kato S. Evaluation of thermal characteristics on a multi-sheet-type radiant panel heating system. *Journal of Building Engineering*. Vol. 8, 2016, pp. 48-57.
- [18] Kreslins A., Ikaunieks A., Pshenichnaya Y. Ceiling Panels Radiant Heating Systems. *Proc. Indoor Air and Environment Quality: XI Studying Conference*, Vietnam, Hanoi, 2013.
- [19] Cvetković D., Ćuković S., Ghionea G. I. Exergy metrication of low temperature panel heating systems. *ACTA TECHNICA NAPOCENSIS*. Vol. 60, Is. II., 2017, pp. 193-198.
- [20] Seyam S., Huzayyin A., El-Batsh H., Nada S. Experimental and numerical investigation of the radiant panel heating system using scale room model. *Energy and Buildings*. Vol. 82, 2014, pp. 130-141.
- [21] Sarbu I, Mirza M., Crasmareanu E. Performance of Radiant Heating Systems of Low-Energy Building. *Proc. World Multidisciplinary Civil Engineering-Architecture-Urban Planning Symposium*, Prague, 2017.
- [22] Sarbu I., Sebarchievici C. A study of the performances of low-temperature heating systems, *Energy Efficiency*. vol. 8, 2015, pp. 609-627.
- [23] Hesaraki A., Holmberg S., Energy performance of low temperature heating systems in five new-built Swedish dwellings: A case study using simulations and on-site measurements. *Building and Environment*. Vol. 64, 2013, pp. 85-93.
- [24] Bojic M., Cvetkovic D., Miletic M., Malesevic J., Boyer H. Energy, cost, and CO2 emission comparison between radiant wall panel systems and radiator systems. *Energy and Buildings*, vol. 54, 2012, pp. 496-502.
- [25] Athienitis AK, Chen Y, "The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems," *Solar Energy*, 69(3), pp. 229-237, (2000).
- [26] Martínez PJ, Velázquez A, Viedma A, "Performance analysis of a solar energy driven heating system," *Energy and Buildings*, 37(10), pp. 1028-1034, (2005).
- [27] Zhao K, Liu X-H, Jiang Y, "Dynamic performance of water-based radiant floors during start-up and high-intensity solar radiation," *Solar Energy*, 101, pp. 232-244, (2014)
- [28] Ma H, Li C, Lu W, Zhang Z, Yu S, Du N, "Investigation on a solar-groundwater heat pump unit associated with radiant floor heating," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, pp. 972-977, (2017).
- [29] Ren J, Zhu L, Wang Y, Wang C, Xiong W, "Very low temperature radiant heating/cooling indoor end system for efficient use of renewable energies," *Solar Energy*, 84(6), pp. 1072-1083, (2010).
- [30] Jianxia L, Pingping Z, "Application analysis of solar heat pump - floor radiant heating system in Northwest China," 163-167, (2011).
- [31] Zhao K, Liu X-H, Jiang Y, "On-site measured performance of a radiant floor cooling/heating system in Xi'an Xianyang International

Airport," Solar Energy, 108, pp. 274-286, (2014).

- [32] ASHRAE Handbook. Fundamentals, SI ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers: Atlanta, GA, USA (2009).

Сведения об авторах.



Редько Андрей Александрович

Доктор технических наук, профессор каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, тепломассообмен, термодинамика.

E-mail:

andrey.ua-mail@ukr.net



Бурда Юрий Александрович

Кандидат технических наук, ассистент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: очистка вентиляционных выбросов, рациональное использование продуктов сгорания котлов, альтернативная энергетика, термодинамика.

E-mail:

burda.yurii.1991@gmail.com



Редько Александр Федорович

Доктор технических наук, заведующий каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, тепломассообмен, термодинамика.

E-mail: redko.af@gmail.com



Куликова Наталья Валерьевна

Кандидат технических наук, ассистент, каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Область научных интересов: установки для рекуперации тепловой энергии, коэффициент полезного действия на тепловых трубках, геотермальная энергия, тепломассоперенос, термодинамика. E-mail:

natikkulikova@rambler.ru



Павловский Сергей Валерьевич

Кандидат технических наук, ассистент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: низкопотенциальная энергетика, рациональное использование продуктов сгорания котлов, геотермальная энергия, тепломассообмена, термодинамика.

E-mail:

pavlovskiy.sv1@gmail.com



Пивненко Юрий Александрович

Кандидат технических наук, ассистент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: низкопотенциальная энергетика, кипящий слой, солнечная энергия, теплофизика.

E-mail:

Pivnenko.Yura@gmail.com