УДК 628.8 DOI: 10.34031/ES.2022.2.004

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПОТОЛОЧНЫХ ВОДЯНЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ СИСТЕМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Шишкин А.В., Мешалова П.В., Яворовский Ю.В., Жигулина Е.В.

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»
г. Москва

Аннотация

Целью работы является получение методики расчета теплопередачи водяной потолочной капиллярной низкотемпературной отопительной системы для обогрева помещений прямоугольной формы. В последнее время подобные системы получили широкое распространение из-за имеющихся у них преимуществ перед традиционными отопительными приборами: использование теплоносителя с низким температурным потенциалом, высокая скорость прогрева внутреннего воздуха, небольшой температурный градиент по высоте помещения, отсутствие ощущаемого движения воздушных масс и пылевых потоков, возможность работы в режиме охлаждения. Однако такие системы все еще недостаточно изучены, а конструктивные расчеты или расчеты тепло-гидравлических режимов ведутся по формулам, полученным эмпирическим путем. Соответственно, вычисления не всегда имеют высокую точность. В работе предложена методика расчета процесса теплопередачи от рассматриваемой низкотемпературной системы отопления, позволяющая с высокой точностью определить величину удельного теплового потока. Выявлено, что в рассматриваемой конфигурации системы, значительную долю теплопередачи составляет лучистое (инфракрасное) излучение, а конвективная составляющая при этом очень мала. Поэтому было очень важно максимально точно описать процесс лучистого теплообмена, который происходит в помещении с капиллярной системой отопления. Расчет лучистой составляющей теплообмена выполнялся в соответствии с теорией угловых коэффициентов. Для получения недостающих величин, а также для верификации результатов, полученных с помощью предлагаемой методики расчета, проводилось экспериментальное исследование капиллярной системы отопления. Результаты расчета по выбранной методике имели небольшое отклонение от результатов, полученных экспериментальным путем, которое не превысило 6 %.

Ключевые слова: *низкотемпературная система отопления, капиллярная система отопления, тепловые характеристики, микроклимат помещения, потолочная система отопления, математическое моделирование теплообмена*

DEVELOPMENT OF A DIGITAL TWIN OF THE HEAT NETWORK IN VARIOUS SOFTWARE

Alexey Shishkin, Polina Meshalova, Yuri Yavorovsky, Ekaterina Zhigulina

National Research University "MPEI", Moscow

Abstract

The purpose of this work is development of the heat transfer calculation method of a water low-temperature ceiling capillary heating system for heating rectangular rooms. Recently, such systems have become widespread due to their advantages over traditional heating devices: the use of a coolant with a low temperature potential, high heating speed rate of the internal air, low temperature gradient in the height of the room, absence of noticeable air masses movement and dust flows, ability to work in cooling mode. However, such systems are still incompletely studied, and constructive calculations or calculations

of thermal and hydraulic modes are carried out according to formulas obtained empirically, thus, calculations do not always have high accuracy. The paper proposes a heat transfer process calculation method from the considered low-temperature heating system, which allows determination of the heat flow value with high accuracy. It`s revealed that in the considered configuration of the system location (on the ceiling), a significant proportion of heat transfer is infrared radiation, and the convective component is very small. Therefore, it was very important to accurately describe the radiant heat exchange by mathematical equations. The calculation of the radiant component of heat transfer was carried out with the theory of radiation view factors. Experimental test of the studying object was carried out to find the missing values, as well as to verify the results obtained using the proposed calculation method. The calculation results had a slight deviation from the results obtained experimentally (the error was 6 %).

Keywords: *low-temperature heating system, capillary heating system, thermal characteristics, indoor microclimate, ceiling heating system, mathematical modeling of heat exchange*

Введение

В последнее время большую популярность набирают водяные системы низкотемпературного отопления, из-за имеющихся у них преимуществ перед традиционными отопительными приборами [1-5]. Наиболее популярной является система «Теплый пол». Но также существует ряд решений для размещения низкотемпературных систем отопления на потолках и стенах помещений. Например, немецкой компанией GeoClimaDesign AG предложена система низкотемпературного отопления и охлаждения помещений BLUEMAT (рис. 1) [6].

Рис. 1. Лаборатория НИУ «МЭИ» по исследованию капиллярных систем отопления

Данная система может быть использована как для обогрева, так и для охлаждения помещений. Благодаря равномерному и плотному прилеганию друг к другу параллельно расположенных трубок достигается большая поверхность теплопередачи. В результате чего, для функционирования системы в качестве отопительного прибора, возможно использование низких температур теплоносителя (25-45 °С) [7-9]. Теплопередача от матов преимущественно осуществляется благодаря инфракрасному излучению, маты нагревают стены, пол или потолок помещения изнутри, и тепло равномерно распределяется по всему помещению. Такие системы все еще остаются недостаточно изученными, а конструктивные расчеты или расчеты тепло-гидравлических режимов ведутся по формулам, полученным эмпирическим путем, соответственно, вычисления

не всегда имеют высокую точность. Для подробного изучения водяной низкотемпературной системы отопления необходимо иметь уравнения и зависимости, с помощью которых можно было бы точнее описать работу системы, процессы теплообмена и определить, какая тепловая мощность передается за счет излучения, а какая – за счет конвекции, а также оценить эффективность работы системы [10-12]. С помощью математической модели такой системы можно было бы получать данные о ее работе на различных режимах с высокой достоверностью без проведения дополнительных экспериментов, подготовка к которым и их проведение занимает довольно продолжительное время. Методика расчета объектов такого рода позволила бы существенно упростить их конструктивный расчет и предотвратить серьезные отклонения рабочих параметров на режимах, рассчитанных на стадии проектирования.

Материалы и методы

Для получения величины теплового потока от водяной капиллярной системы необходимо вычислить как лучистую составляющую теплообмена, обусловленную инфракрасным излучением, так и конвективную, обусловленную возникновением свободной конвекции у поверхности матов. Для расчета лучистой составляющей теплопередачи использовалась методика расчета при помощи угловых коэффициентов [13], [14]. Угловой коэффициент $F_{1\text{-}2}$ – показывает, какую долю излучения от поверхности A_1 получает поверхность A_2, и является геометрической функцией, представляющей собой двойной интеграл (1).

$$F_{1-2} = \frac{1}{A_1} \cdot \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{cos\theta_1 \cdot cos\theta_2}{\pi \cdot R^2} dA_1 dA_2 \, ; \qquad (1)$$

Для расчета лучистого удельного теплового потока по такой методике требуется произвести расчет угловых коэффициентов лучистой составляющей теплообмена между поверхностью капиллярной системы отопления и каждой из ограждающих конструкций конкретного помещения. Все поверхности помещения лаборатории имеют прямоугольные формы, что значительно упрощает расчет.

Вследствие близкого взаимного расположения трубок капиллярной системы, а также их равномерного распределения по потолку рассматриваемого помещения, за исключением небольших незаполненных пространств, вводится следующее упрощение, которое облегчит вычисление крупных математических выражений: вся поверхность капиллярной системы делится на две части (верхняя часть боковой поверхности капилляров – лучи от нее попадают только на потолок и нижняя часть– лучи от нее попадают на пол и стены помещения). Эти поверхности в данной методике сводятся к поверхностям тонких пластин.

После расчета угловых коэффициентов, требуется рассчитать, так называемый, коэффициент обмена излучением между двумя поверхностями (radiation interchange factor) (2), [15]:

$$F_{\varepsilon_{s-i}} = \frac{1}{\left[\frac{(1-\varepsilon_s)}{\varepsilon_s}\right] + \left(\frac{1}{F_{i-s}}\right) + \left(\frac{S_s}{S_i}\right) \cdot \left[\frac{(1-\varepsilon_i)}{\varepsilon_i}\right]}, \qquad (2)$$

где ε_s – степень черноты, рассматриваемой капиллярной системы; ε_i – степень черноты поверхности, с которой осуществляется теплообмен; S_s – площадь поверхности, рассматриваемой капиллярной системы; S_i – площадь поверхности, с которой осуществляется теплообмен; F_{i-s} – угловой коэффициент лучистого теплообмена между поверхностью капиллярной системы и поверхностью, с которой осуществляется теплообмен.

Используя коэффициенты лучистого теплообмена для поверхностей и их температуры, рассчитывается удельный тепловой поток с поверхности матов, передаваемый лучистой составляющей теплообмена (3), [15], [16], [17]:

$$q_{\text{л}} = \sigma \cdot \sum_{i=1}^{n} \left[F_{\varepsilon_{s-i}} \cdot [(t_s + 273{,}15)^4 - (t_i + 273{,}15)^4] \right], \quad (3)$$

где t_s – средняя температура поверхности капиллярной системы; t_i - средняя температура поверхности, с которой осуществляется теплообмен.

Теплоотдача от горизонтальной поверхности потолка на сегодняшний день изучена не так подробно, как, например, теплоотдача от нагреваемого горизонтального пола. В случае с нагреваемой поверхностью, расположенной вверху комнаты, возникают некоторые трудности. Поверхность нагревает воздух, находящийся в непосредственной близости с потолком помещения, он стремится подняться выше, но не может, ему препятствует потолочное ограждение. Создается некоторая конвективная подушка, которая остается практически неподвижной, и тем самым уменьшает составляющую естественной конвекции, которая в сравнении с лучистой составляющей оказывается достаточно малой величиной. Такие процессы теплообмена требуют дополнительных экспериментальных исследований, т.к. в сравнении с обособленными кондуктивным или лучистым теплообменом не могут быть точно вычислены математически [18]. В работе [19] выполнялись эксперименты с нагревом поверхностей помещения, в которой после обобщения и анализа результатов, для нагреваемого потолка была получена следующая эмпирическая зависимость для коэффициента теплоотдачи свободной конвекции от нагреваемой поверхности потолка (4).

$$\alpha_{\text{ск}} = \frac{0{,}704}{d_{\text{г}}^{\,0{,}601}} \cdot (\Delta T)^{0{,}133}, \quad (4)$$

где $d_{\text{г}}$ $=(4 \cdot A)/П$ – гидравлический диаметр нагреваемой поверхности, ΔT – разность температур между нагреваемой поверхностью и средней температурой воздуха в помещении.

Для получения недостающих величин, а также дальнейшей верификации полученных результатов требовалось провести экспериментальные исследования системы на определенном режиме работы. Секции капиллярных матов BLUEMAT superfast расположены на потолке лаборатории С-102 НИУ «МЭИ». Схема расположения системы приведена на рис. 2.

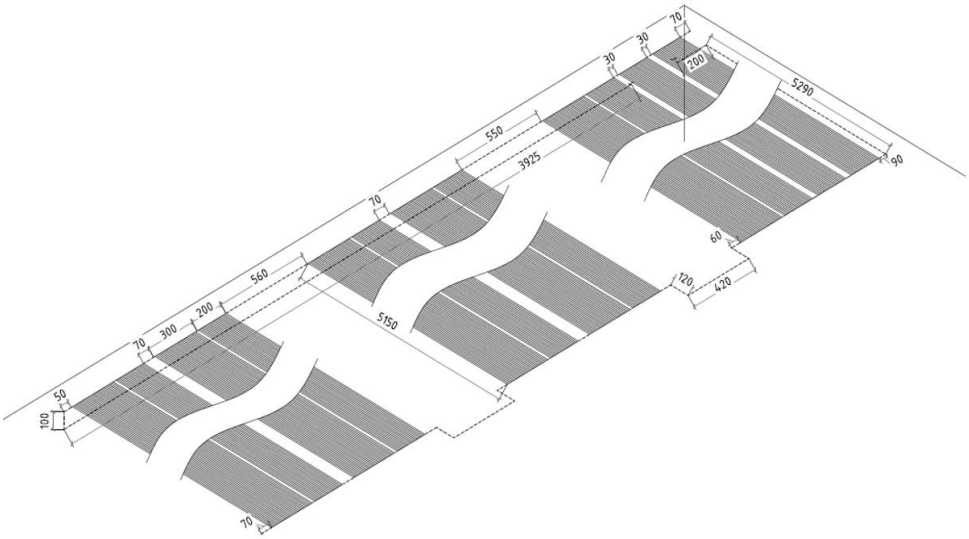

Рис. 2. Схема расположения капиллярной системы в лаборатории

Геометрические характеристики помещения:

- длина комнаты: $A_{\text{пом}} = 5{,}73$ м;
- ширина комнаты: $B_{\text{пом}} = 4{,}54$ м;
- высота комнаты: $C_{\text{пом}} = 3{,}2$ м.

В комнате находится 2 окна одинакового размера:

- длина окна: $A_{\text{окно}} = 1{,}76$ м;
- высота окна: $C_{\text{окно}} = 2{,}1$ м.

Технические характеристики, рассматриваемой капиллярной системы:

- материал: Полипропилен (PP-R);
- межосевое расстояние: 10 мм;
- размеры капиллярной трубки: 3,4 х 0,55 мм;
- длина одной капиллярной трубки: $l = 5150$ мм;
- количество капиллярных трубок в системе: $n = 285$ шт;
- $t_{\text{маты}} = 35\ ^{\circ}C$ - осредненная температура поверхности капиллярной системы;
- $\varepsilon_{\text{маты}} = 0{,}92$ - степень черноты поверхности капиллярной системы (определена экспериментально).

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рис. 3.

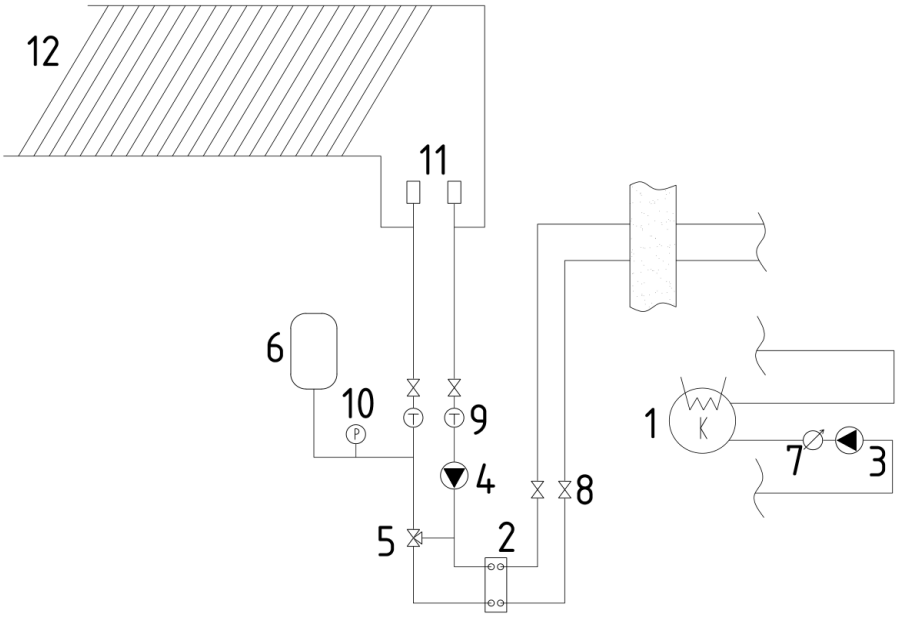

Рис. 3. Принципиальная схема экспериментальной установки:
1 – электрический котел; 2 – пластинчатый теплообменник; 3 – циркуляционный насос внешнего контура; 4 – циркуляционный насос внутреннего контура; 5 – трехходовой клапан; 6 – расширительный бак; 7 – расходомер; 8 – запорная арматура; 9 – термометр; 10 – манометр; 11 – воздухоотводчики; 12 – капиллярные маты.

Для измерения температуры в помещении использовались регистраторы температуры Elitech RC-5, расположенные на разной высоте помещения (рис. 4).

Эксперименты проводились в отопительный период, поэтому перед проведением эксперимента отопительные приборы помещения (радиаторы) выключались, а стояки были заранее изолированы тепловой изоляцией. Термографический снимок части капиллярной системы приведен на рис. 5.

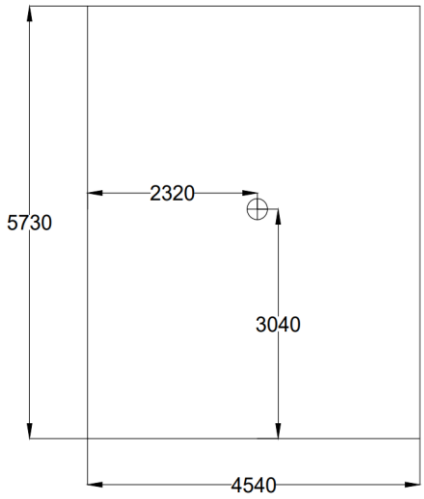

Рис. 4. Расположение регистраторов температуры в помещении

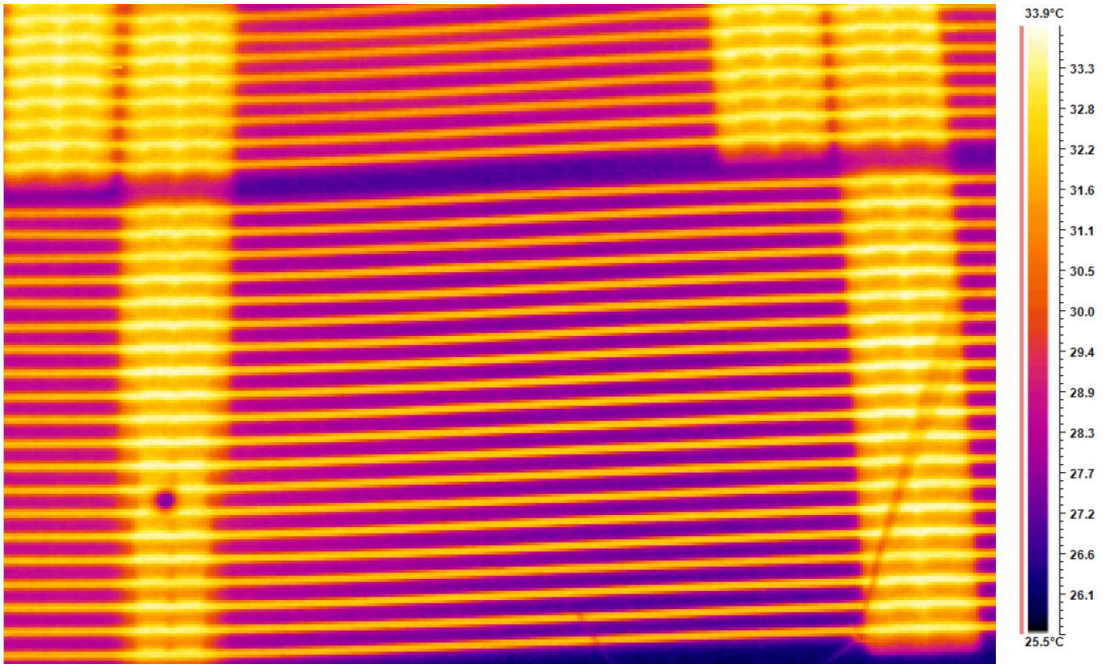

Рис. 5. Термографическое изображение части капиллярной системы

Результаты (Results)

Для получения математической модели лучистой системы, которая с высокой точностью смогла бы описать теплопередачу, необходимо иметь референсное значение, которое позволяло бы верифицировать результаты, полученные с помощью математической модели. В качестве такого референсного значения была принята экспериментально полученная величина удельного теплового потока на квадратный метр поверхности матов, вычисляемая из теплового баланса вторичного контура экспериментальной установки. Из-за отсутствия расходомера во вторичном контуре, единственным вариантом вычисления тепловой мощности, отдаваемой капиллярной системой в помещение, является вычисление тепловой мощности по внешнему контуру с вычетом теплопритоков от каждого из подводящих элементов системы внутреннего контура (рис. 6).

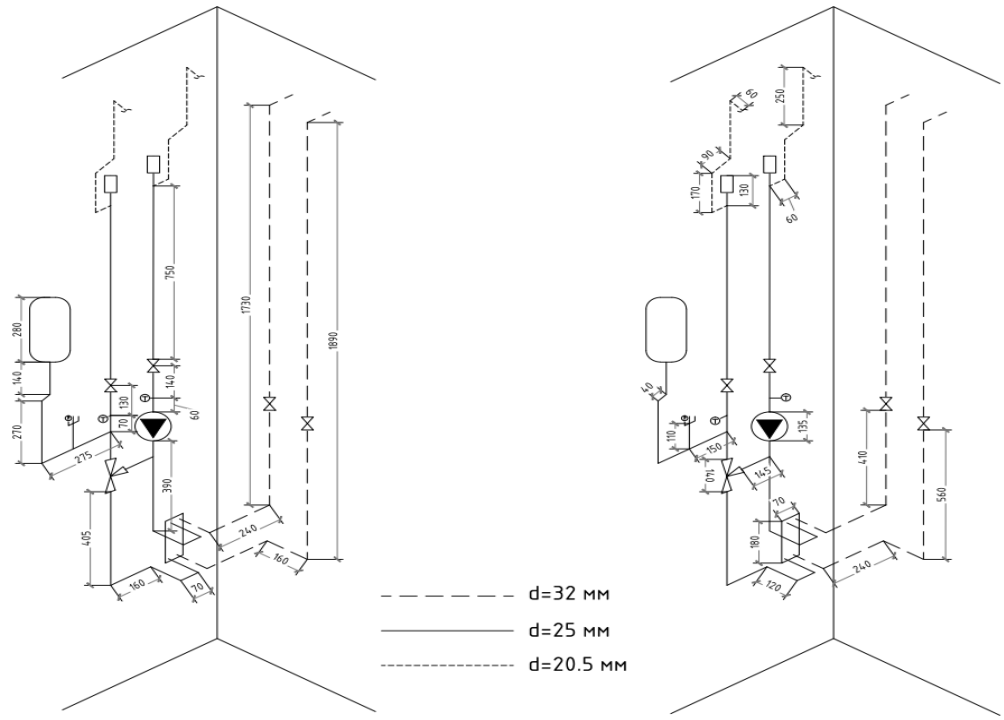

Рис. 6. Элементы подводящей и отводящей линии

Тепловыделения от подводящих и отводящих элементов внутреннего контура рассчитывались по традиционным формулам теплопередачи [20].

Сумма тепловыделений от элементов внутреннего контура составила

$$\sum Q_{\text{прит}} = 198 \text{ Вт}.$$

Тепловая мощность, отдаваемая внешним (первичным) контуром, рассчитываемая по формуле:

$$\sum Q_{\text{внеш}} = V \cdot \rho_{\text{воды}} \cdot Cp_{\text{воды}} \cdot (t_{1\text{внеш}} - t_{2\text{внеш}}) = \frac{0{,}712 \cdot 993}{3600} \cdot 4178 \cdot (39{,}4 - 37{,}4) = 1645 \text{ Вт},$$

где V = 0,712 м^3/ч – расход теплоносителя внешнего контура; $Cp_{\text{воды}} = 4178$ Дж/кг·°С – массовая теплоемкость воды; $\rho_{\text{воды}} = 993$ кг/м^3 – плотность воды; $t_{1\text{внеш}}/t_{2\text{внеш}} =$ 39,4/37,4 – температура воды (внешнего контура) на входе и выходе в теплообменный аппарат.

Тепловая мощность, получаемая системой капиллярных матов:

$$Q_{\text{маты}} = Q_{\text{внеш}} - \sum Q_{\text{прит}} = 1645 - 198 = 1447 \text{ Вт}$$

Площадь поверхности матов:

$$S_{\text{маты}} = \pi \cdot D \cdot l \cdot n = 3{,}14 \cdot 3{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 5{,}15 \cdot 285 = 15{,}678 \text{ м}^2.$$

где $D = 3{,}4 \cdot 10^{-3}$ м - диаметр одной капиллярной трубки, $l = 5{,}15$ м - длина трубок, $n = 285$ - количество капиллярных трубок.

Удельная тепловая мощность системы составила:

$$q = \frac{Q_{\text{маты}}}{S_{\text{маты}}} = \frac{1447}{15{,}678} = 92{,}3 \text{ Вт/м}^2$$

Теплотехнические параметры ограждающих конструкций помещения (определенные в ходе экспериментального исследования):

- потолок:

– $t_{пот} = 28{,}5\ °C$ - температура поверхности потолка;

– $\varepsilon_{пот} = 0{,}91$ - интегральная степень черноты поверхности потолка (материал штукатурка);

• пол:

– $t_{пол} = 26{,}3\ °C$ - температура поверхности пола;

– $\varepsilon_{пол} = 0{,}85$ - интегральная степень черноты поверхности пола (материал - паркет);

• стены:

– $t_{стена1} = 26{,}6\ °C$ - температура поверхности первой стены;

– $t_{стена2} = 23{,}7\ °C$ - температура поверхности второй стены;

– $t_{стена3} = 26{,}6\ °C$ - температура поверхности третей стены;

– $t_{стена4} = 26{,}4°C$ - температура поверхности четвертой стены; т.к. стены выполнены из одинакового материала (штукатурка), то все они имеют одинаковую степень черноты $\varepsilon_{стена} = 0{,}91$;

• окна:

– $t_{окно} = 21{,}7\ °C$ - по измеренным показаниям окна имеют практически одинаковую температуру;

– $\varepsilon_{окно} = 0{,}9$ (материал стекло);

• параметры капиллярной системы:

– диаметр одной трубки: $D = 3{,}4 \cdot 10^{-3}$ м;

– длина одной трубки: $l = 5{,}15$ м;

– количество трубок в системе: $n = 285$ шт;

– $t_{маты} = 35\ °C$ - осредненная температура поверхности капиллярной системы;

– $\varepsilon_{маты} = 0{,}92$ - степень черноты поверхности капиллярной системы.

Результаты расчетов коэффициентов лучистого теплообмена сведены в табл.

Таблица

Угловые коэффициенты и коэффициенты обмена излучением

Поверхность		F_{s-i}	$F_{\varepsilon_{s-i}}$
Верхняя боковая поверхность капилляров	Потолок	1	0,895
Нижняя боковая поверхность капилляров	Стена №1	0,186	0,182
	Стена №2	0,108	0,106
	Стена №3	0,145	0,142
	Стена №4	0,145	0,142
	Окно №1	0,038	0,038
	Окно №2	0,04	0,04
	Пол	0,338	0,323

В качестве проверки результатов расчета угловых коэффициентов можно воспользоваться свойством замкнутости $\sum_{i=1}^{n} F_{s-i} = 1$, сумма угловых коэффициентов замкнутой системы равна 1 [13].

В нашем случае замкнутыми приняты следующие системы: верхняя боковая поверхность капиллярных трубок – потолок; нижняя боковая поверхность капиллярных трубок – пол, четыре стены помещения, два окна, расположенные на одной из стен.

Система №1:

$$\sum_{i=1}^{n} F_{s-i} = F_{потолок} = 1$$

Система №2:

$$\sum_{i=1}^{n} F_{s-i} = F_{\text{пол}} + F_{\text{стена1}} + F_{\text{стена2}} + F_{\text{стена3}} + F_{\text{стена4}} + F_{\text{окно1}} + F_{\text{окно2}} = 1\,.$$

Рассчитаем удельный тепловой поток с поверхности капиллярной системы, за счет лучистой составляющей теплопередачи:

Рассчитаем удельный тепловой поток с поверхности капиллярной системы, за счет лучистой составляющей теплопередачи:

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} = \sigma \cdot \big[& F_{\varepsilon\text{потолок}} \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{потолок}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{пол}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{пол}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{стена1}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{стена1}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{стена2}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{стена2}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{стена3}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{стена3}} + +273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{стена4}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{стена4}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{окно1}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + +273{,}15)^4 - (t_{\text{окно1}} + 273{,}15)^4] + F_{\varepsilon\text{окно2}} \cdot \\ & \cdot [(t_{\text{маты}} + 273{,}15)^4 - (t_{\text{окно2}} + 273{,}15)^4] \big] = 94{,}3 \text{ Вт/м}^2, \end{aligned}$$

где $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м$^2 \cdot$ К^4 - постоянная Стефана Больцмана.

Вычислим конвективную составляющую теплообмена от капиллярной системы, используя предлагаемые упрощения.

Эквивалентный диаметр для капиллярной системы:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot A}{\text{П}} = \frac{4 \cdot 5{,}15 \cdot \frac{[(290 + 200) + 4 \cdot (300 + 200) + 200 + 200]}{1000}}{\left[\frac{[(290 + 200) + 4 \cdot (300 + 200) + 200 + 200]}{1000} + 5{,}15\right] \cdot 2} = 3{,}702 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи от капиллярной системы:

$$\alpha_{\text{ск}} = \frac{0{,}704}{d_{\text{экв}}^{\,0{,}601}} \cdot (\Delta T)^{0{,}133} = \frac{0{,}704}{3{,}702^{0{,}601}} \cdot (35 - 25)^{0{,}133} = 0{,}435 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Тепловой поток от капиллярной системы за счет свободной конвекции:

$$q_{\text{ск}} = \alpha_{\text{ск}} \cdot \Delta T = 0{,}435 \cdot (35 - 25) = 4{,}3 \text{ Вт/м}^2\,.$$

Суммарный тепловой поток:

$$q = q_{\text{л}} + q_{\text{ск}} = 94{,}3 \; + \; 4{,}3 = 98{,}6 \text{ Вт/м}^2.$$

Сравним с величиной, полученной из теплового баланса экспериментальным путем:

$$q_{\text{б}} = 92{,}3 \text{ Вт/м}^2.$$

Расхождение результата, полученного экспериментально и с помощью математической модели:

$$\Delta = \frac{98{,}6 - 92{,}3}{98{,}6} \cdot 100\ \% = 6\ \%.$$

Выводы

В данной работе была рассмотрена современная, водяная капиллярная система лучистого отопления. Была предложена методика расчета, позволяющая определить величину удельного теплового потока, отдаваемого системой в помещение. Результа-

ты расчетов имеют отклонения от экспериментальных данных, не превышающие 6%. Это объясняется погрешностью измерения средней температуры поверхности капилляров, температур ограждающих конструкций, температуры внутреннего воздуха и неточностью определения интегральной степени черноты ограждающих конструкций. Однако при условии более точного определения этих величин, методика позволит с большей точностью вычислять величину удельного теплового потока, отдаваемого с поверхности капиллярной системы отопления.

Библиографический список

1. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems / H. Lund, S. Werner, R. Wiltshire and oth. // Energy. 2014. 68. С. 1-11. DOI: 10.1016/j.energy.2014.02.089
2. Smart energy and smart energy systems / H. Lund, P.A. Østergaard, D. Connolly, B.V. Mathiesen // Energy. 2017. 137. С. 556-565. DOI: 10.1016/j.energy.2017.05.123
3. Lauenburg P. Temperature optimization in district heating systems // Woodhead Publishing Series in Energy; Ed. R. Wiltshire. Oxford: Woodhead Publishing, 2016. С. 223-240. DOI: 10.1016/b978-1-78242-374-4.00011-2
4. Li H., Svendsen S. Energy and exergy analysis of low temperature district heating network // Energy. 2012. № 45(1). С. 237-246. DOI: 10.1016/j.energy.2012.03.056
5. Rämä M., Sipilä K. Transition to low temperature distribution in existing systems // Energy Procedia. 2017. (116). С. 58-68. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.05.055
6. Von der Deckenheizung bis zum Eisspeicher [Сайт]: GeoClimaDesign. URL: http://www.geoclimadesign.com/herstellerkapillarrohrsystem/ (дата обращения 01.12.2022).
7. Experimental investigation and feasibility analysis on a capillary radiant heating system based on solar and air source heat pump dual heat source / M. Zhao, Z. Gu, W. Kang et al. // Applied Energy. 2017. 185. С. 2094-2105. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.02.043
8. Using a capillary mat as a shallow heat exchanger for a ground source heat pump system / A. Widiatmojo, S. Gaurav, T. Ishihara et al. // Energy and Buildings. 2020. 209. С. 109684. DOI: 10.1016/j.enbuild.2019.109684
9. Field evaluation of performance of radiant heating/cooling ceiling panel system / R. Li, T. Yoshidomi, R. Ooka, B.W. Olesen // Energy and Buildings. 2015. 86. С. 58-65. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.09.070
10. Li N., Chen Q. Study on dynamic thermal performance and optimization of hybrid systems with capillary mat cooling and displacement ventilation // International Journal of Refrigeration. 2020. 110. С. 196-207. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.016
11. Liu X., Shi L., Li Y. Simulation study on capillary asymmetric radiant heating system // Procedia Engineering. 2017. 205. С. 2215-2222. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.051
12. Cho J., Park B., Lim T. Experimental and numerical study on the application of low-temperature radiant floor heating system with capillary tube: Thermal performance analysis // Applied Thermal Engineering. 2019. 163. С. 114360. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114360
13. Fundamentals of Heat and Mass Transfer/ F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine // 8th Edition. N.Y.: Wiley, 2019. 992 с.
14. Howell J.R., Mengüc M.P., Daun K.J., Siegel R. Thermal Radiation Heat Transfer / 7th ed. Boca Raton; Oxon: CRC Press, 2020. 1040 p.
15. ASHRAE Handbook 2016: HVAC Systems and Equipment / Ed. M.S. Owen. Atlanta: ASHRAE, 2016. 953 с.
16. Zhang L., Liu X.H., Jiang Y. Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins // Energy and Buildings. 2013. (62). С. 522-529. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.03.044
17. Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room / F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen // Energy and Buildings. 2009. № 6 (41). С. 622-628. DOI: 10.1016/j.enbuild.2009.01.004

18. Peeters L., Beausoleil-Morrison I., Novoselac A. Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations // Energy and Buildings. 2011. № 9 (43). С. 2227-2239. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.05.002
19. Awbi H. B., Hatton A. Natural convection from heated room surfaces // Energy and Buildings. 1999. № 3 (30). С. 233-244. DOI: 10.1016/s0378-7788(99)00004-3
20. Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В., Величко В.И. Задачник по тепломассообмену: уч. пос. / 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд. дом МЭИ, 2008. 196 с.

References

1. Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E., Hvelplund, F., & Mathiesen, B. V. (2014). 4th generation district heating (4GDH). *Energy, 68,* 1-11. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089
2. Lund, H., Østergaard, P. A., Connolly, D., & Mathiesen, B. V. (2017). Smart energy and smart energy systems. *Energy, 137,* 556-565. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.123
3. Lauenburg, P. (2016). Temperature optimization in district heating systems. In R. Wiltshire (ed.) *Woodhead Publishing Series in Energy* (pp. 223-240). Woodhead Publishing https://doi.org/10.1016/b978-1-78242-374-4.00011-2
4. Li, H., & Svendsen, S. (2012). Energy and exergy analysis of low temperature district heating network. *Energy, 45 (1),* 237-246. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056
5. Rämä, M., & Sipilä, K. (2017). Transition to low temperature distribution in existing systems. *Energy Procedia, 116,* 58-68. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.055
6. GeoClimaDesign (n.d.). *Von der Deckenheizung bis zum Eisspeicher*. Retrieved December 01, 2022 form https://www.geoclimadesign.com/herstellerkapillarrohrsystem/.
7. Zhao, M., Gu, Z., Kang, W., Liu, X., Zhang, L., Jin, L., & Zhang, Q. (2017). Experimental investigation and feasibility analysis on a capillary radiant heating system based on solar and air source heat pump dual heat source. *Applied Energy, 185,* 2094-2105. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.043
8. Widiatmojo, A., Gaurav, S., Ishihara, T., Yasukawa, K., Uchida, Y., Yoshioka, M., & Tomigashi, A. (2020). Using a capillary mat as a shallow heat exchanger for a ground source heat pump system. *Energy and Buildings, 209,* 109684. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109684
9. Li, R., Yoshidomi, T., Ooka, R., & Olesen, B. W. (2015). Field evaluation of performance of radiant heating/cooling ceiling panel system. *Energy and Buildings, 86,* 58-65. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.070
10. Li, N., & Chen, Q. (2020). Study on dynamic thermal performance and optimization of hybrid systems with capillary mat cooling and displacement ventilation. *International Journal of Refrigeration, 110,* 196-207. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.10.016
11. Liu, X., Shi, L., & Li, Y. (2017). Simulation study on capillary asymmetric radiant heating system. *Procedia Engineering, 205,* 2215-2222. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.051
12. Cho, J., Park, B., & Lim, T. (2019). Experimental and numerical study on the application of low-temperature radiant floor heating system with capillary tube: Thermal performance analysis. *Applied Thermal Engineering, 163,* 114360. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114360
13. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2019). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (8th ed.). Wiley.
14. Howell, J. R., Mengüc, M. P., Daun, K. J., & Siegel, R. (2020). Thermal Radiation Heat Transfer (7th ed.). CRC Press.
15. Owen M.S. (Ed.). (2016). HVAC Systems and Equipment. ASHRAE.
16. Zhang, L., Liu, X., & Jiang, Y. (2013). Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins. *Energy and Buildings, 62,* 522-529. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.03.044
17. Causone, F., Corgnati, S. P., Filippi, M., & Olesen, B. W. (2009). Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room. *Energy and Buildings, 41(6)*, 622-628. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.01.004

18. Peeters, L., Beausoleil-Morrison, I., & Novoselac, A. (2011). Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations. *Energy and Buildings, 43(9),* 2227-2239. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.05.002
19. Awbi, H., & Hatton, A. (1999). Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings, 30(3),* 233-244. https://doi.org/10.1016/s0378-7788(99)00004-3
20. Tsvetkov, F. F., Kerimov, R. V., & Velichko, V. I. (2008). *Zadachnik po teplomassoobmenu: uchebnoye posobiye* [*Task book on heat and mass transfer: a textbook*]. Publishing House of MPEI. [In Russian]

Сведения об авторах

Шишкин Алексей Владимирович, магистр кафедры Промышленных теплоэнергетических систем НИУ «МЭИ»
e-mail: ShishkinAlV@mpei.ru

Мешалова Полина Викторовна, магистр кафедры Промышленных теплоэнергетических систем НИУ «МЭИ»
e-mail: MeshalovaPV@mpei.ru

Яворовский Юрий Викторович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой Промышленных теплоэнергетических систем НИУ «МЭИ»
e-mail: YavorovskyYV@mpei.ru
SPIN-код: 2403-4301

Жигулина Екатерина Валериевна, кандидат технических наук, доцент кафедры Промышленных теплоэнергетических систем НИУ «МЭИ»
e-mail: ZhigulinaYV@mpei.ru
SPIN-код: 3256-0101

Authors about

Alexey Vladimirovich Shishkin, Master of the Department of Industrial Heat and Power Systems of NRU "MPEI"
e-mail: ShishkinAlV@mpei.ru

Polina Viktorovna Meshalova, Master of the Department of Industrial Heat and Power Systems of NRU "MPEI"
e-mail: MeshalovaPV@mpei.ru

Yuri Viktorovich Yavorovsky, Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Industrial Heat and Power Systems of NRU "MPEI"
e-mail: YavorovskyYV@mpei.ru

Ekaterina Valerievna Zhigulina, Candidate of Technical Sciences, Department of Industrial Heat and Power Systems of NRU "MPEI"
e-mail: ZhigulinaYV@mpei.ru