

DOI: 10.12737/22544

*Елистратова Ю.В., аспирант,
Семенов А.С., ст. преп.**Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова***АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ С УЧЕТОМ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА****tg.v.bel@gmail.com**

Настоящая статья посвящена анализу теплового расчета отопительных приборов, одного из обязательных расчетов систем отопления, обеспечивающего стабильную и эффективную работу систем отопления. Рассмотрен вариант однотрубной системы отопления со смещенными замыкающими участками и верхней разводкой подающей магистрали, показано расхождение в результатах расчета по уравнению теплового баланса отопительного прибора и расчету фактического теплового потока (коэффициента теплопередачи) с учетом отклонения от нормируемых (паспортных) условий эксплуатации. Приведен расчет теплового режима жилых помещений, показано отклонение температуры внутреннего воздуха с учетом расхождения результатов расчета по тепловой энергии.

Ключевые слова: *система отопления, тепловой расчет отопительных приборов, уравнение теплового баланса, коэффициент теплопередачи отопительного прибора.*

Введение. Проблема энергосбережения в частности систем теплоснабжения в последнее время отражается в целях и задачах ряда законопроектов и правительственных решениях страны. Так законом № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» прогнозируется значительное снижение энергопотребления системами отопления и вентиляции жилых зданий [1, 3–5, 9] на основании установленных целей данного документа.

На сегодняшний день жилые здания, в большинстве случаев, оборудованы вертикально-однотрубными системами отопления. Одним из мероприятий по повышению энергоэффективности таких систем является установка у нагревательных приборов термостатических клапанов, которые автоматически поддерживают в помещении постоянную температуру на заданном уровне [14–16]. При этом достигается до 20 % экономии тепла, прежде всего за счет снижения непроизводительных затрат теплоты (перетоп и т.п.) [6, 2]. Однако, индивидуальное регулирование с использованием термостатических клапанов имеют определенные недостатки, которые могут оказывать влияние на работу всей системы отопления в целом. В работе [9] рассмотрены некоторые ограничения и отрицательные моменты работы однотрубных систем, оснащенных термостатами.

Однако, для правильного подбора термостатических клапанов необходимо знать зависимость теплоотдачи отопительных приборов от внешних и внутренних факторов и уметь их учитывать.

Цель исследования: анализ теплового расчета отопительных приборов однотрубной системы отопления жилых помещений.

Целью исследования определены задачи исследования:

- аналитическое изучение факторов, влияющих на теплоотдачу отопительных приборов;
- произвести теоретические исследования влияния температурного напора на теплоотдачу радиаторов;
- определить значения температур внутреннего воздуха рассматриваемых помещений, методом численного моделирования с применением ЭВМ [11–12].

Методы исследования включали аналитическое обобщение известных научных и технических результатов, сбор фактических данных по характеристикам жилого здания и функционирующей системы отопления в нем, численное моделирование изменения параметра температуры внутреннего воздуха с применением ЭВМ. [11–12]

Соблюдение требуемой теплоотдачи отопительного прибора для каждого помещения с известными теплопотерями, обеспечивается подбором площади радиатора с учетом среднего температурного напора согласно формуле [2], Вт:

$$Q = K_{np} \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \quad (1)$$

где K_{np} – коэффициент теплопередачи отопительного прибора, Вт/м²·°С; F – площадь отопительного прибора м²; Δt_{cp} – температурный напор, °С.

Основная часть. Произведем тепловой расчет приборов с учетом регулирования теплового потока для стояка, проходящего через жилые комнаты, однотипных квартир 14-ти этажного жилого дома с верхней подачей теплоносителя.

При этом: $t_в$ - температура внутреннего воздуха, принимаем согласно ГОСТ 12.005-88 [13] и нормам проектирования соответствующих зданий и сооружений, $t_в = 20$ °С; $t_н$ - расчетная зимняя температура наружного воздуха, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 [2] $t_н = -23$ °С; площадь наружной стены $F_{нс} = 19,8$ м², коэффициент теплопередачи наружной стены $K_{нс} = 0,28$ Вт/(м²·°С); площадь оконного проема $F_{ок} = 4,5$ м², коэффициент теплопередачи оконного проема $K_{ок} = 1,62$ Вт/(м²·°С); $F_{пол} = 23,4$ м².

Согласно СНиП 41-01-2003 «Отопление вентиляция и кондиционирование» [16] отопление проектируют для обеспечения равномерного нагревания и нормируемой температуры воздуха в помещениях, с учетом:

1. потерь теплоты через ограждающие конструкции;
2. расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха;
3. бытовых теплопоступлений $Q_б$, поступающих регулярно от электрических приборов, освещения, трубопроводов, людей и других источников (следует принимать не менее 10 Вт на 1 м² пола).

Особенность расчета расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха, заключается в том, что его необходимо проводить для двух случаев: при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемой притоком подогретого воздуха $Q_{и в}$, Вт и при действии теплового и ветрового давлений $Q_{и тв}$, Вт [2]. При этом для определения $Q_{и в}$ расход удаляемого воздуха $L_н$, м³/ч для жилых зданий принимается равным нормативному расходу 3 м³/ч на 1 м² жилых помещений, а для

$Q_{и тв}$ расход нагреваемого воздуха $G_н$, кг/ч приравнивается количеству инфильтрующегося воздуха, поступающего через неплотности наружных ограждающих конструкций $\Sigma G_н$, кг/ч [2, стр.97].

На основании полученных значений $Q_{и в}$ и $Q_{и тв}$ за расчетный показатель расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха принимается большее из этих значений. В связи с этим, добавочные теплопотери на инфильтрацию являются расчетными и в ряде случаев не равны действительным нуждам тепла на нагрев воздуха.

Расход теплоносителя в стояке – $G_{ст}$, кг/ч определяется по формуле:

$$G_{ст} = \frac{3,6 \cdot \Sigma Q_{расч}}{c \cdot (t_{вх} - t_{вых})}, \quad (2)$$

где $\Sigma Q_{расч}$, Вт – теплопотери помещений (которые обслуживает рассматриваемый стояк), с учетом того, что $Q_u = Q_{ис}$, Вт; c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $(t_{вх} - t_{вых})$ – температура теплоносителя на входе и выходе из прибора 95;70 °С, соответственно.

Теплопотери через наружные ограждения, Вт:

$$Q_{но} = \Sigma (K_{но} \cdot F_{но}) \cdot (t_в - t_н), \quad (3)$$

$F_{но}$ – площадь наружных ограждений (световых проемов, наружных стен, пола или потолка подвального или чердачного перекрытия) соответственно, м²; $K_{но}$ – коэффициент теплопередачи ограждений (световых проемов, наружных стен, пола или потолка подвального или чердачного перекрытия), Вт/(м²·°С).

Согласно [2, стр.96, ф.(9.12)] расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха для каждого помещения с 1 по 14 этажи составляет $Q_u = 1018,8$ Вт. При этом расчетные теплопотери для помещений $Q_{расч}^{2-13}$ со 2 по 13 этаж и $Q_{расч}^{1и14}$ для 1 и 14 этажей с учетом основных теплопотерь через наружные ограждения $Q_{но}$ и $Q_б$, равны, Вт:

$$Q_{расч}^{2-13} = (Q_{но} + Q_u - Q_б) \cdot 12 = (785,8 + 1018,8 - 234) \cdot 12 = 1571 \cdot 12 = 18852, \quad (4)$$

$$Q_{расч}^{1и14} = (Q_{но} + Q_u - Q_б) \cdot 2 = (995,8 + 1018,8 - 234) \cdot 2 = 2 \cdot 1781 = 3561,2, \quad (5)$$

Тогда общие теплопотери однотипных помещений с 1 по 14 этаж $\Sigma Q_{расч} = 22413$ Вт. По формуле (2) расход теплоносителя в стояке $G_{ст} = 770$ кг/ч.

Расход воды через прибор $G_{пр}$, кг/ч зависит от коэффициента затекания теплоносителя в прибор α и $G_{ст}$, кг/ч:

$$G_{пр} = \alpha \cdot G_{ст}, \quad (6)$$

По табл.51 [10, стр.95] для диаметра труб стояка $d_{ст} = 25$ мм и $G_{ст} = 770$ кг/ч скорость воды $v_в = 0,385$ м/с, тогда по табл.38 [10, стр.62] $\alpha = 0,312$ в соответствии с условными диаметрами $d_1 = 25$, $d_2 = 20$, $d_3 = 20$ мм (рис.1).

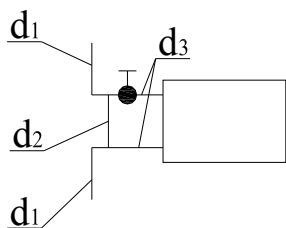


Рис.1 Схема обвязки нагревательного прибора

Определим G_{np} , кг/ч, с учетом значений α и $G_{ст}$, кг/ч:

$$G_{np} = \alpha \cdot G_{ст} = 0,312 \cdot 770,2 = 240,3 \quad (7)$$

Теплопотери помещений через ограждающие конструкции рассчитаны согласно формуле (3) при условии $t_{н} = -23$ °С. Рассчитаем потери теплоты через наружные ограждения при $t_{н} = -20$; $t_{н} = -10$; $t_{н} = -5$; $t_{н} = 0$; $t_{н} = +8$ °С. Полученные данные сведем в табл. 1.

Таблица 1

Изменение $Q_{расч}$ помещений в зависимости от $t_{н}$, °С

$t_{н}$, °С	-23	-20	-10	-5	0	+8
$Q_{расч}^{2-13}$, Вт	1571	1445	1025	816	606	270
$Q_{расч}^{1н14}$, Вт	1781	1655	1235	1026	816	480

Для однотрубных систем отопления температура выхода теплоносителя из прибора на верхнем 14 этаже вычисляется по формуле [20], °С:

$$t'_{вых} = t_{вх} - \left(\frac{Q_{расч} \cdot 3,6}{c \cdot G_{np}} \right) = 88,63 \quad (8)$$

$$t_{вых} = \alpha \cdot t'_{вых} + (1 - \alpha) \cdot t_{вх} = 93,01 \quad (9)$$

Температура входа теплоносителя в прибор на 13 и последующих этажах равна температуре выхода воды из прибора расположенного на предыдущем этаже соответственно.

На основании формул [1, (4.26; 4.30)] количество секций в радиаторе, обеспечивающих требуемую теплоотдачу определяем по следующей зависимости:

$$n = \frac{Q_{расч}^{эт} \cdot \beta_4}{a_{сек} \cdot q_{\phi} \cdot \beta_3} \quad (10)$$

где $Q_{расч}^{эт}$ – расчетные теплопотери рассматриваемого этажа, равные требуемой теплоотдаче радиатора, Вт; $a_{сек}$ – поверхность нагрева одной секции, для радиаторов МС-140 $a_{сек} = 0,244$ м²; β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора [7, стр.47], согласно (рис.1) принимаем $\beta_4 = 1$ [7, стр.47]; β_3 – коэффициент, зависящий от количества секций в радиаторе согласно рекомендациям [8, стр.47]; q_{ϕ} – фактическая плотность теплового потока отопительного прибора для условий, отличных от стандартных [1, стр.158], Вт/м²:

$$q_{\phi} = q_{ном} \cdot \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{np}}{360} \right)^p \quad (11)$$

$q_{ном}$ – поверхностная плотность теплового потока отопительного прибора при стандартных

условиях работы, Вт/м², для чугунных радиаторов МС-140 $q_{ном} = 758$ Вт/м² [8, прил.9]; n и p – экспериментальные значения показателей степени принимаем равными $n=0,3$ и $p=0$ [7, табл.9.2]; Δt_{cp} – средний температурный напор в отопительном приборе на 14 этаже, °С, равный:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - t_a = \frac{95 + 93,01}{2} - 20 = 71,32 \quad (12)$$

где $\Delta t_{вх}$ и $\Delta t_{вых}$ – температуры теплоносителя, °С, на входе и выходе из отопительного прибора, расположенного на соответствующем этаже, °С.

Следовательно, q_{ϕ} радиатора на 14 этаже, Вт:

$$q_{\phi} = 758 \cdot \left(\frac{71,32}{70} \right)^{1+0,3} \cdot \left(\frac{240,3}{360} \right)^0 = 783,7 \quad (13)$$

При этом количество секции отопительного прибора на 14 этаже принимаем согласно формуле (10) $n=10$. Для остальных этажей расчет по определению требуемого числа секций радиатора проводим аналогично расчету для 14 этажа.

Учитывая формулу (11), теплоотдача отопительного прибора зависит от коэффициента теплопередачи $K_{пр}$, Вт/(м²·°С). Значение данного коэффициента определяется типом выбранного радиатора и, как правило, приводится в справочной литературе. Так номинальное значение $K_{ном}$ для чугунного радиатора МС-140 [7, табл. 9.7] составляет (10,83 Вт/м²·°С).

Следуя рекомендациям [8] коэффициент теплопередачи прибора K_{ϕ} , Вт/(м²·°С), при условиях отличных от нормальных (когда $\Delta t_{cp} = 70$ °С и $G_{np} = 360$ кг/ч), определяется по формуле:

$$K_{\phi}^{14} = K_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{np}}{360} \right)^p = 10,83 \left(\frac{71,32}{70} \right)^{1+0,3} \cdot \left(\frac{240,4}{360} \right)^0 = 11,2 \tag{14}$$

Результаты изменения фактического коэффициента теплопередачи по этажам и сравнение

его с номинальным значением представим в виде диаграммы (рис. 2).

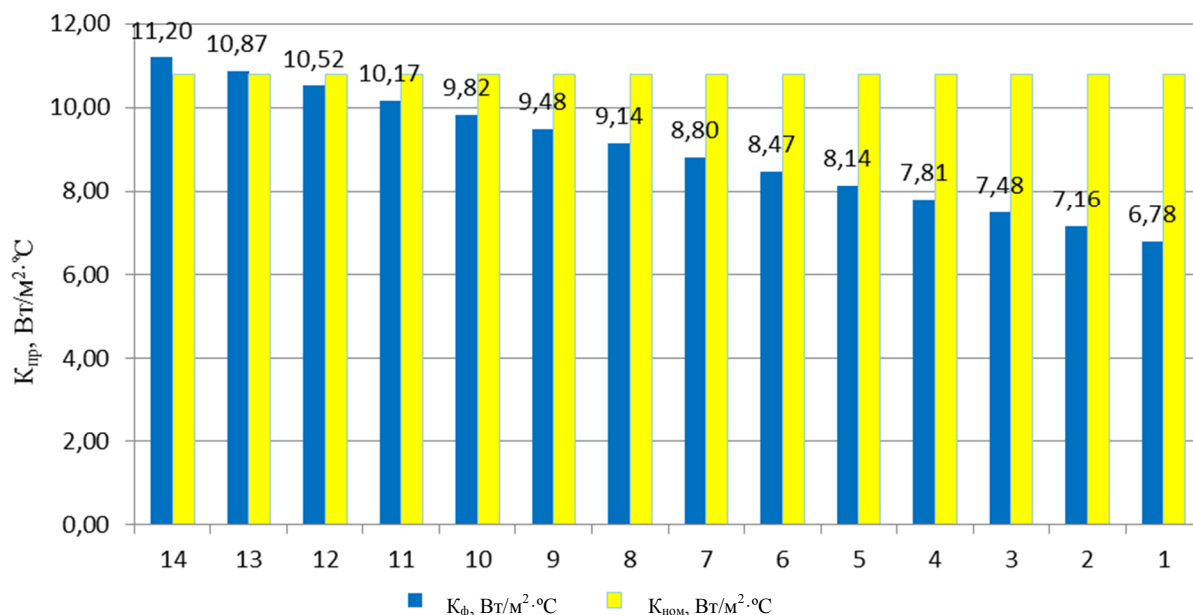


Рис. 2. Диаграмма изменения фактического коэффициента теплопередачи радиаторов по стояку при движении теплоносителя «сверху-вниз»

Таким образом, согласно расчетным данным (рис.2) коэффициент теплопередачи прибора изменяется по пути движения теплоносителя и зависит от среднего температурного напора в отопительном приборе $\Delta t_{cp}, \text{°C}$ и $G_{np}, \text{кг/ч}$.

Произведем расчет теплоотдачи отопительных приборов $Q_{\phi}, \text{Вт}$ по формуле (1), но с учетом изменения $K_{\phi}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$, при условиях отличных от нормальных и сравним полученные данные с расчетными значениями теплоотдачи приборов $Q_{расч}, \text{Вт}$ (численно равными количеству тепловой энергии отопительным приборам в следствии охлаждения воды от $t_{вх}$ до $t_{вых}$, при

известном расходе воды). Результаты представим в виде диаграммы на (рис.3).

По данным диаграммы (рис.3) видно, что значения Q_{ϕ} отличаются от расчетных показателей $Q_{расч}$, ввиду изменения коэффициента теплопередачи радиаторов по стояку. Таким образом, тепловой расчет радиаторов системы отопления следует проводить с учетом $K_{\phi}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$, зависящего от изменения показателей $\Delta t_{cp}, \text{°C}$ и $G_{np}, \text{кг/ч}$ в приборе, что позволяет более точно определить требуемое количество секций радиатора и тем самым приблизится к оптимальному обеспечению благоприятных условий теплового комфорта в помещениях.

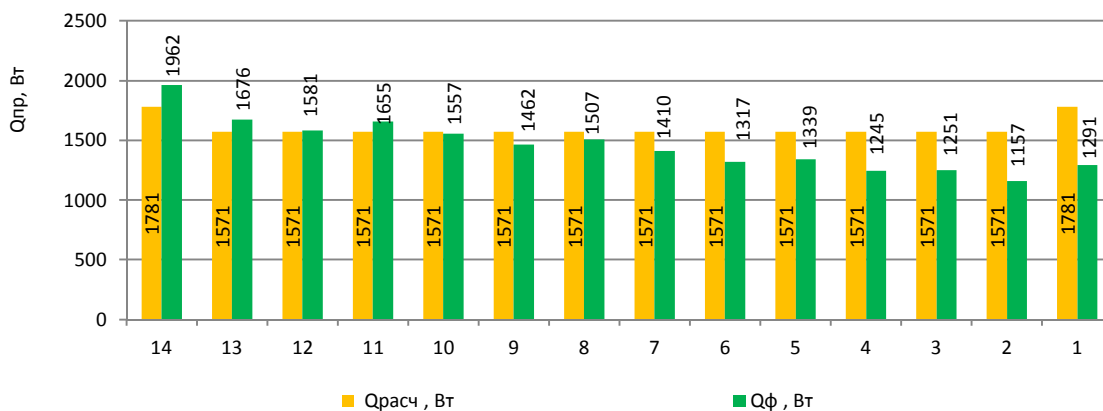


Рис. 3. Диаграмма сравнения расчетного значения теплоотдачи $Q_{расч}$ и теплоотдачи прибора Q_{ϕ} , с учетом изменения коэффициента теплопередачи радиаторов по стояку при движении теплоносителя «сверху-вниз»

Результаты. Рассчитаем, согласно приведенным расчетным зависимостям, температуру внутреннего воздуха ϕ_{t_b} с реальным значением площади отопительных приборов по этажам,

обозначим ее «фактической», но с учетом «фактического» коэффициента теплопередачи радиаторов K_{ϕ} , Вт/(м²·°С), зависящего от изменения Δt_{cp} , °С.

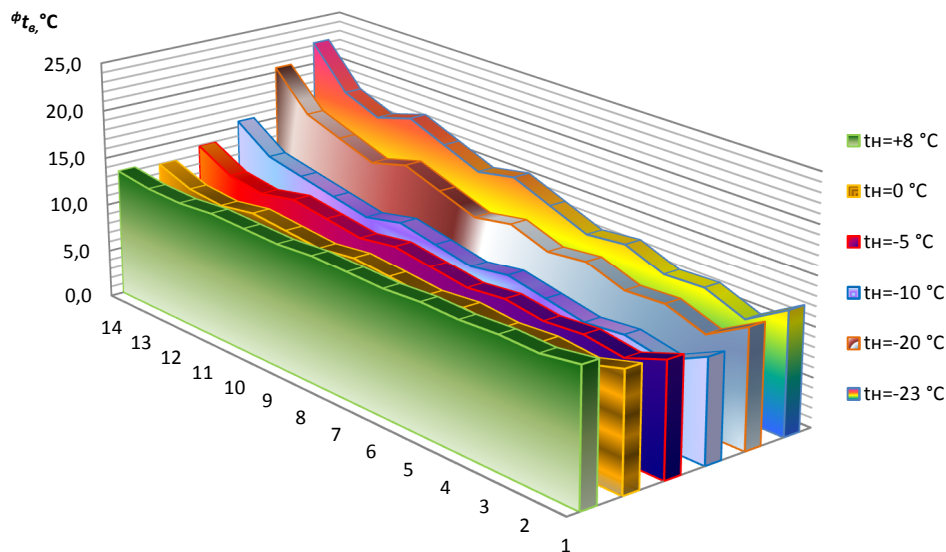


Рис. 4 Диаграмма расчетных данных фактической температуры внутреннего воздуха ϕ_{t_b} , °С в помещениях с 1 по 14 этаж включительно.

Формулу определения фактической температуры внутреннего воздуха ϕ_{t_b} , выведем из уравнения теплового баланса, где количество теплотеря помещения Q_1 , равно количеству теплоступлений Q_2 , Вт:

$$Q_1 = Q_2, \quad (15)$$

$$\phi_{t_b} = \frac{n_{сек} f_{сек} t_{np} K_{\phi} + t_n (F_{ок} K_{ок} + F_{ст} K_{ст} + 0,28 \cdot G_{инф} \cdot \rho_v \cdot c_v)}{n_{сек} f_{сек} K_{\phi} + (F_{ок} K_{ок} + F_{ст} K_{ст} + 0,28 \cdot G_{инф} \cdot \rho_v \cdot c_v)}, \quad (18)$$

ρ_v , c_v – плотность, кг/м³ и теплоемкость, кДж/кг·°С, внутреннего воздуха соответственно.

Подставив соответствующие значения в формулу (18) для 14 этажа получаем значение $\phi_{t_b}^{14} = 22,26$ °С, которое на 2,26 °С превышает расчетное значение $t_b = 20$ °С. Рассчитаем ϕ_{t_b} для 13-1 этажей аналогично $\phi_{t_b}^{14}$, °С при $t_n = -23$ °С. Так же проведем расчет фактического значения температуры внутреннего воздуха для помещений 1-14 этажей при $t_n = -20; -10; -5; 0$; и $+8$ °С результаты представим в виде диаграммы (рис. 4).

Выводы. Принимая во внимание расчетные данные фактической температуры внутреннего воздуха ϕ_{t_b} , °С при различных условиях можно наблюдать зависимость данного параметра не только от величины t_n , °С, но и от условий и точности теплового расчета приборов отопления. Теплофизические свойства теплоносителя и приборов отопления так же определяют показатель площади поверхности нагрева, поэтому их отклонение от номинальных коэффициентов, применяемых в типовых тепловых расчетах си-

$$Q_1 = Q_{расч} = Q_{но} + Q_u - Q_{б}, \quad (16)$$

$$Q_2 = F_{np} \cdot K_{\phi} \cdot \Delta t_{cp} = n \cdot a_c \cdot K_{\phi} \cdot \Delta t_{cp}, \quad (17)$$

$Q_{расч}$, Вт зависят от t_b температуры воздуха внутри помещения, поэтому приравняв $Q_1 = Q_2$, получим формулу определения фактической температуры внутреннего воздуха, °С:

тем, приводит к неверному решению по установлению требуемой площади радиаторов, что может послужить причиной несоответствия фактической температуры внутри помещения принятым нормам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление: уч. для вузов. М.: Стройиздат, 1991. 735 с
2. Еремкин А.И. Королева Т.И. Тепловой режим зданий: учебное пособие /// Ростов н/Д.: Феникс, 2008.
3. Карпов В.Н. О проектировании современных систем отопления в многоэтажных зданиях жилого и общественного назначения//АВОК. 2008. №1. С.74–83.
4. Ливчак. В.И. Автоматизация одноконтурных систем отопления по технологии термостатирования стояков // Энергосбережение: специализированный журнал. АВОК. М., 2011. № 7. С. 28–31

5. Кущев Л.А., Дронова Г.Л. Пути снижения энергозатрат в жилищно-коммунальном хозяйстве // Вестник БГТУ им В.Г. Шухова. 2008. №2. С. 24–25.
6. Лопина Е.А., Елистратова Ю.В., Гунько И.В., Семенов А.С. Об эффективности систем отопления // Международный студенческий научный вестник. 2015. № 3. С. 96.
7. Лобаев Б.Н. Расчет систем отопления. К. «Будівельник», 1966, С.207.
8. Научно-производственная фирма 000 «ВИТАТЕРМ» Федеральное государственное унитарное предприятие «НИИСантехники». Рекомендации по применению чугунных секционных радиаторов. М.: изд-во «Тайм», 2000.
9. Сасин В.И. Термостаты в российских системах отопления // АВОК. 2004. № 5. С. 64-68.
10. Староверов И.Г. Внутренние санитарно-технические устройства в 3 ч. Ч. I. Отопление / В.Н. Богословский, Б.А. Купнов, А.Н. Сканави и др.; Под.ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера.- 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Стройиздат, 1990. 344с.
11. Minko V.A., Seminenko A.S., Alifanova A.I., Elistratova J.V., Tkach L.V. Assumptions and premises of heating systems hydraulic calculation methods: part 1 // Ecology, Environment and Conservation Paper Vol 21, Issue 1, 2015; Page No.(55-60)
12. Minko V.A., Seminenko A.S., Alifanova A.I., Elistratova J.V., Tkach L.V. Assumptions and premises of heating systems hydraulic calculation methods: part 2 // Ecology, Environment and Conservation Paper Vol 21, Issue 2, 2015; Page No.(1075-1080)
13. ГОСТ 12.005-88 Общие Санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.- М.: ИПК издательство стандартов, 1989.
14. ГОСТ Р 51617-2000 «Жилищно-коммунальные услуги. Общие технические условия», (ГОСТ Р 51617-2014)
15. Услуги жилищно-коммунального хозяйства и управления многоквартирными домами. Коммунальные услуги. Общие требования).
16. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / Госстрой России. М.: ФГУП ЦПП, 2004.

Elistratova J.V., Seminenko A.S.

ANALYSIS OF THERMAL CALCULATION OF THE HEATING DEVICES BASED HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND THE HEAT BALANCE EQUATION

This article is devoted to the analysis of thermal calculation of the heating devices, one of the required calculations of heating systems, ensuring stable and efficient operation of heating systems. A variant of one-pipe heating system with offset marginal portions and the top layout flow line, shows the difference in calculation results by the equation of heat balance of the heater and calculate the actual heat flow (heat transfer coefficient) taking into account the deviation from the rated (nameplate) conditions. The calculation of a thermal mode of premises, shows the deviation of indoor air temperature in view of the divergence of calculation results for thermal energy.

Key words: heating system, thermal calculation of the heating of the priori, the equation of thermal balance, the heat transfer coefficient of the heater.

Елистратова Юлия Васильевна, аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: tgv.bel@gmail.com

Семенов Артем Сергеевич, старший преподаватель кафедры теплогазоснабжения и вентиляции.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: seminenko.as@gmail.com