

УДК 696. 48

Правник Ю.И. – инженер

E-mail: Gust.Sim.@mail.ru

Рахимов Р.Г. – магистр

Фаизов А.И. – бакалавр

Манешев И.О. – аспирант

E-mail: ivan-maneshev@yandex.ru

Садыков Р.А. – доктор технических наук, профессор

E-mail: Sadykov_R_A@mail.ru,

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зелёная, д. 1

Ерёмин С.А. – главный инженер

E-mail: keo@Citydom.ru

МУП ПО «Казэнерго»

Адрес организации: 420021, Россия г. Казань, ул. Тукая, д. 162

Исследование и расчёт водоподогревателя спирального типа ВПС-200*

Аннотация

Приводится краткое описание и расчёт водоподогревателя спирального типа ВПС-200 [1]. Водоподогреватель представляет собой теплообменный аппарат с теплоисточником – газовой горелкой инфракрасного излучения (ГТИИ), обогревающей стальной диск, через который по спиральному каналу протекает вода. Сдвоенный аппарат представляет собой модуль МВПС-400. Четыре таких модуля способны обеспечить отопление и горячее водоснабжение десятиэтажного пятиподъездного жилого дома. Модуль, установленный на шасси КАМАЗа, может использоваться как мобильная тепловая установка для МЧС, в качестве стационарной крышной котельной, а также в районах, отдалённых от централизованных источников тепла.

Ключевые слова: теплообмен, водоподогреватель, нагреваемая вода, теплоноситель, температура, скорость потока, канал.

Введение

В современных условиях постоянного роста стоимости энергоносителей, требований сокращения выбросов в окружающую среду актуальной становится проблема создания энергосберегающих и экологически безопасных установок. Предлагаемая модульная установка в определённой мере отвечает вышеуказанным условиям.

Конструкция водоподогревателя спирального

Модуль водоподогревателей спиральных мощностью 400 кВт (МВПС-400) (рис. 1) представляет собой сдвоенный ВПС-200, включающий два стальных плоских диска 1, разделённых между собой тонкой медной пластиной 2. Стороны дисков 1, соприкасающиеся с пластиной 2, имеют спиральные каналы для протока нагреваемой среды (в нашем случае, воды). Направление потоков нагреваемой воды у одного диска от центральной части витка, во втором диске с периферийной. Длина спирали может составлять десятки метров, площадь поверхности теплообмена может быть больше площади диска. Такая конструкция компактна, повороты потока обеспечивают дополнительный тепловой эффект.

Противоположные стороны дисков 1 плоские с окисленными шероховатыми поверхностями, что повышает степень черноты стали. К ним крепятся газовые горелки инфракрасного излучения 3 (ГТИИ). Диски вместе с ГТИИ скрепляются по периферии болтами, в центре – болтом с гайкой 5 специальной конструкции, обеспечивающие

*Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (соглашение № 14. В37. 21. 0296 в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы).

герметичность соединения и прочность всей конструкции. ГТИИ работают на основе беспламенного сгорания газо-воздушной смеси внутри керамической плитки с микроотверстиями и не требуют удаления выхлопных газов через отводящую трубу. Температура нагрева излучаемой поверхности составляет 850-900 °С.

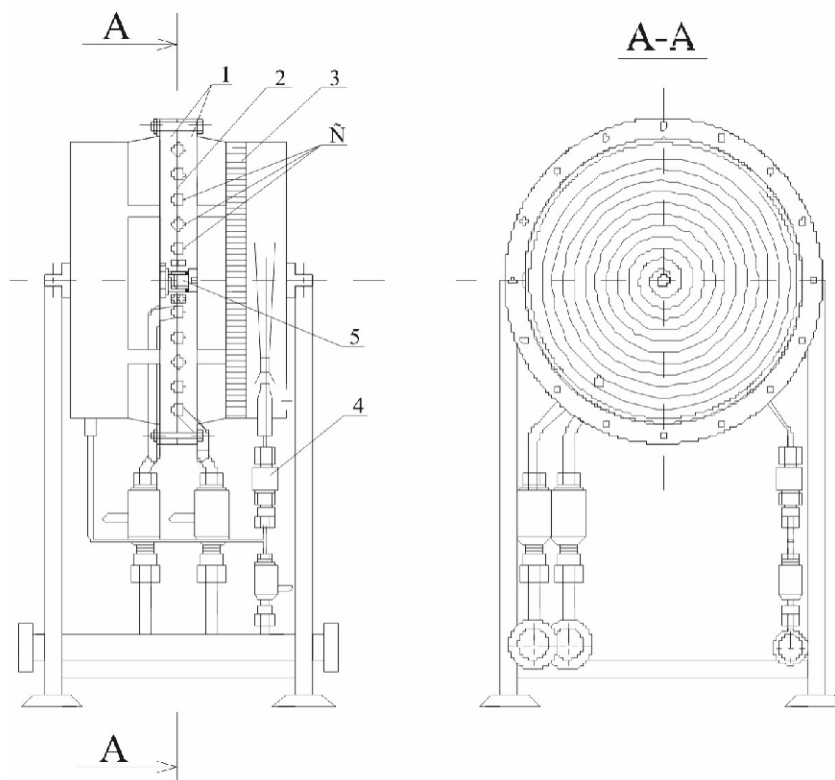


Рис. 1. Модуль водоподогревателей спиральных МВПС-400:
1 – диск; 2 – пластина; 3 – газовая горелка инфракрасного излучения (ГТИИ);
4 – электроклапан газа (ЭПК); 5 – центральный болт с гайкой

Излучение аналогично обычному свету и проникает через воздух практически без потерь. Инфракрасный излучатель экономит энергию до 30-60 %, прост в обслуживании, имеет высокий уровень безопасности; снабжён безопасным воспламенителем с контролем пламени; газовым электроклапаном с редуктором газа, термопарой и системой контроля розжига. Температура поддерживается заданной отключением и включением ЭПК поз. 4 (рис. 1) одного из дисков, экономичным, компактным и относительно простым в эксплуатации устройством.

Расчёт водоподогревателя спирального ВПС-200

А. Определение геометрии проточной части диска

1. Определение площади f_n излучаемой поверхности ГТИИ [2]:

$$f_n = \frac{V_r \cdot Q_n^p}{q_y} = \frac{12,95 \cdot 8000}{11 \cdot 10^4} = 0,94 \text{ м}^2,$$

где: V_r – номинальный расход газа через одну насадку ГТИИ ($\text{м}^3/\text{ч}$); Q_n^p – низшая теплота сгорания ($\text{ккал}/\text{м}^3$); q_y – удельная нагрузка керамической плитки, равна $11 \div 14$ ($\text{ккал}/\text{см}^2$). (Величины параметров заимствованы из прототипа, изменённого с учётом требуемой мощности водоподогревателя).

2. Определение диаметра облучаемой поверхности диска:

$$D = \sqrt{f_n / \pi / 4} = \sqrt{0,94 / 0,785} = 1,1 \text{ м}$$

3. Выбранный прототип ГГИИ имеет коэффициент полезного действия $\eta = 0,97$, рабочую мощность $Q_{пр} = 175,6 \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} = 203,7 \text{ кВт}$ (требуемая мощность $Q_{пр} = 200 \text{ кВт}$), поэтому номинальная мощность будет:

$$Q_{ГН} = Q_{пр} / \eta = \frac{175,6}{0,97} = 181 \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} = 210 \text{ кВт}$$

4. Количество воды, протекающее в одном диске водоподогревателя и воспринимающее тепло данной мощности [2]:

$$V_в = \frac{Q_{пр} \cdot 1000}{(i_2 - i_1) \gamma} = \frac{175,6 \cdot 1000}{(90,0 - 5,1) \cdot 999,8} = 2,13 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

где: i_2 и i_1 – теплосодержание воды при температурах $t_2 = 90,0 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_1 = 5,0 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно (ккал/кг); γ – удельная плотность воды (кг/м³).

5. Задаёмся диаметром трубок входа и выхода водоподогревателя: $d_в = 0,02 \text{ м}$.

6. Проходное сечение спирального канала потока нагреваемой воды представляет половину площади проходного сечения отвод и имеет форму полукруга. Диаметр этого полукруга будет равен:

$$d_{вк} = d_в \cdot \sqrt{2} = 0,02 \cdot \sqrt{2} = 0,028 \text{ м}$$

7. Эквивалентный диаметр канала нагреваемой воды:

$$d_3 = \pi \cdot d_{вк} / (\pi + 2) = \pi \cdot 0,028 / (\pi + 2) = 0,017 \text{ м}$$

8. Скорость потока нагреваемой воды в канале:

$$W_{вк} = V_в / (0,785 \cdot d_3^2 \cdot 3600) = 2,13 / (0,785 \cdot 0,017^2 \cdot 3600) = 2,60 \text{ м/с}$$

9. Длина спирали:

$$l_{вк} = (f_н - f_б) / (d_{вк} + \delta_к) = (0,94 - 0,038) / (0,028 + 0,01) = 24 \text{ м}$$

где: $f_б = 0,785 \cdot D_б^2 = 0,785 \cdot 0,07^2 = 0,038 \text{ м}^2$ – площадь диска, отводимая под центральный болт с гайкой; $D_б$ – диаметр окружности, ограничивающей площадь, отводимую под центральный болт; $\delta_к = 0,02 \text{ м}$ – толщина перегородки канала в витке.

10. Площадь поверхности теплообмена:

$$f_{вк} = \pi \cdot d_{вк} l_{вк} / 2 = \pi \cdot 0,028 \cdot 24 / 2 = 1,04 \text{ м}^2$$

11. Толщина диска: $\Delta = 0,5 \cdot d_{вк} + \delta_с = 0,5 \cdot 0,028 + 0,006 = 0,02 \text{ м}$,

где $\delta_с$ – толщина части диска, не проточенной под спиральный канал.

Б. Тепловой расчёт ВПС

1. Температура нагрева стального диска $t_м$ теплообменника со стороны ГГИИ [3]:

$$t_м = 100 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{t_к + 273}{100}\right)^4 - \frac{Q_{пр}}{\epsilon_n \cdot 5,68 \cdot f_н}} - 273 =$$

$$= 100 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{800 + 273}{100}\right)^4 - \frac{210}{0,87 \cdot 5,68 \cdot 1,2}} - 273 = 799,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

где ϵ – степень черноты железа с окисленной шероховатой поверхностью;

$t_к$ – температура излучательной поверхности ($^\circ\text{C}$) ГГИИ; $Q_р$ – рабочая мощность ВПС-200 (кВт).

Можно предположить, что температура стального диска со стороны потока нагреваемой воды будет такая же, т.к. теплопроводность стали достаточно велика.

2. Число Рейнольдса:

$$Re = W_{вк} d_3 / \nu = 2,60 \cdot 0,017 / 0,33 \cdot 10^{-6} = 133939,6$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости (м²/с) нагреваемой воды при температуре $+90 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. Имеем дело с поперечным теплообменом одной трубы. Поток воды турбулентный. Поэтому используем уравнение:

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,60} \cdot Pr_f^{0,38} \cdot (Pr_f / Pr_\omega)^{0,25} = 0,25 \cdot 133939,6^{0,60} \cdot 1,99^{0,38} \cdot (1,99 / 11,47)^{0,25} = 250,2$$

где: Pr_f – критерий Прандтля при температуре воды $+90 \text{ }^\circ\text{C}$; Pr_ω – критерий Прандтля при температуре стенки $+790 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. Коэффициент тепловосприятости воды:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l_в = 250,2 \cdot 0,581 / 24 = 6,06 \text{ кВт/м}^2$$

где λ – коэффициент теплопроводности воды при температуре $+90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Так как нагреваемая вода совершает постоянные повороты в спиральном канале, то теплообмен увеличивается. Это свойство учитывается эквивалентным коэффициентом тепловосприятости:

$$\alpha_3 = \alpha \cdot (1 + 1,77 d_s/R) = 6,06 \cdot (1 + 1,77 \cdot 0,017/0,27) = 6,7 \text{ кВт/м}^2,$$

где R – половина радиуса диска (см).

Пояснение:

Определяющим размером в случае с Рейнольдсом был диаметр проходного сечения канала (спирали); в случае с Нуссельтом – длина канала. (Определяющим размером характеризуется развитие процесса [3]).

Поскольку, источник тепла имеет постоянную температуру, температурный напор в нагреваемой воде будет постоянным [3]. Поэтому в расчётах используется уравнение Ньютона-Рихмана.

5. С помощью этого уравнения найдём площадь поверхности теплообмена:

$$f_b = Q_{np} / [\alpha \cdot (t_2 - t)] = 210 / [6,7 \cdot (90 - 60)] = 1,05 \text{ м}^2,$$

где: t – температура обратной воды при режимной работе водоподогревателя с потребителем ($^{\circ}\text{C}$).

Вообще-то, тут должен стоять коэффициент теплопередачи, но, учитывая низкое термосопротивление стали, сразу использовали коэффициент тепловосприятости – α_3 .

6. Длина спирали:

$$l_b = 2 \cdot f_b / \pi \cdot d = 2 \cdot 1,05 / \pi \cdot 0,028 = 23,9 \text{ м.}$$

В. Расчёт режимов работы водоподогревателя при запуске и останове

1. Масса стального диска в водоподогревателе составляет [4]:

$$m = f_n^* \cdot \Delta \cdot \gamma_n = 1,05 \cdot 0,02 \cdot 7800 = 163,6 \text{ кг,}$$

где: $f_n^* = 0,785 \cdot (D + \Delta D)^2 = 0,785 \cdot (1,1 + 0,056)^2 = 1,05 \text{ м}^2$ – площадь, учитывающая увеличение диаметра (ΔD) под болты, скрепляющие диски; γ_n – плотность стали (кг/м^3).

Такая масса нагревается до температуры $t_n = 799,3$ и обладает теплом:

$$Q_n = m \cdot c_p \cdot t_n = 163,6 \cdot 500 \cdot 799,3 = 65382,7 \text{ кДж,}$$

где c_p – теплоёмкость стали ($\text{Дж/кг } ^{\circ}\text{C}$) [4].

2. За какое время τ такая масса может остыть до температуры $t_2 = 90$ $^{\circ}\text{C}$ при рабочем режиме протока нагреваемой воды с выключенным теплоисточником? Вода в таком случае охлаждает диск. Тепло, поглощаемое водой:

$$Q_s^* = \tau \cdot Q_b = \tau \cdot \alpha_3 \cdot (f_n - f_b) \cdot (t_2 - t) = \tau \cdot 6,7 \cdot (0,94 - 0,038) \cdot (90 - 60) = 181,3 \cdot \tau \text{ кДж}\cdot\text{с.}$$

Время охлаждения:

$$\tau = Q_n / Q_b = 65382,7 / 181,3 = 360,6 \text{ с.}$$

3. А какое время выхода на режим?

Тепло, поглощаемое массой диска, при нагреве его до 799,3 $^{\circ}\text{C}$:

$$Q_n = 65382,7 \text{ кДж.}$$

Тепло, поглощаемое водой:

$$Q_b = \alpha_3 \cdot (f_n - f_b) \cdot (t_2 - t_1) = 6,7 \cdot (0,94 - 0,038) \cdot (90 - 5) = 513,7 \text{ кДж,}$$

где t_1 – температура воды, поступающая от водоканала в зимнее время.

Тепло, необходимое для вывода водоподогревателя на режим, создаваемое мощностью ПТИИ:

$$Q_{\Sigma} = Q_r \cdot \tau \text{ кВт}\cdot\text{с,}$$

оно идёт на нагрев диска – Q_n и нагрев воды – Q_b , протекающей по спиральному каналу в диске:

$$Q_{\Sigma} = Q_n + Q_b \text{ или } Q_r \cdot \tau = Q_n + Q_b,$$

откуда время вывода водоподогревателя на режим:

$$\tau = (Q_n + Q_b) / Q_r = (65382,7 + 513,7) / 210 = 313,8 \text{ с.}$$

Г. Определение коэффициента полезного действия

Потери тепла на наружной части диска составляют:

$$Q_{пт} = \alpha_{oc} \cdot \Delta f_n \cdot (t_r - t_{oc}) = 49,3 \cdot 0,117 \cdot (800 - 50) = 4,33 \text{ кВт,}$$

где: t_r и t_{oc} – температуры материала диска и окружающей среды; α_{oc} – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду [5]:

$$\alpha_{oc} = 10,3 + 0,052 \cdot (t_r - t_{oc}) = 10,3 + 0,052 \cdot (800 - 50) = 49,3 \text{ Вт};$$

Δf_n – площадь диска, свободная от излучения, которую предполагается изолировать:

$$\Delta f_n = \pi \cdot D \cdot \Delta + 0,785 \cdot [D^2 - (D - 0,028)^2] = \pi \cdot 1,1 - 0,02 + 0,785 \cdot [1,1^2 - (1,1 - 0,028)^2] = 0,117 \text{ м}^2$$

(В качестве изоляции можно использовать керамику).

Полезное тепло составляет:

$$Q_{впс} = Q_{пр} - Q_{пг} = 203,7 - 4,33 = 199,37 \text{ кВт}.$$

Тепловой коэффициент полезного действия:

$$\eta = Q_{впс} / Q_{гн} = 199,37 / 210,0 = 0,95.$$

Коэффициент полезного действия водоподогревателя:

$$\eta_{\Sigma} = \eta \cdot \eta_r = 0,97 \cdot 0,95 = 0,92.$$

При использовании теплоизоляции, она же и теплозащита обслуживающего персонала, коэффициент полезного действия водоподогревателя возрастёт.

Д. Расчёт на прочность

1. Величина прогиба круглого диска, закреплённого по контуру [6]:

$$\omega_0 + 0,58 \frac{\omega_0^3}{h^2} = \frac{PR^4}{64D_{ж}},$$

где: P – давление воды внутри водоподогревателя (кГ/см^2); R – радиус диска; h – условная толщина диска, равная половине его толщины (см), $D_{ж}$ – цилиндрическая жёсткость (кГ см):

$$D_{ж} = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2,0 \cdot 10^6 \cdot 1,0^3}{12(1-0,3^2)} = 171291,54 \text{ кГ см},$$

где: E – модуль упругости (кГ/см^2); μ – коэффициент Пуассона.

$$\omega_0 + 0,58 \frac{\omega_0^3}{h^2} = \frac{10 \cdot 50,07^4}{64 \cdot 171291,54} = 5,73.$$

Полученное уравнение равнозначно этому выражению:

$$\omega_0^3 + 1,72\omega_0 - 7,48 = 0; \quad \omega_0^3 + a\omega_0^2 + b\omega_0 + c = 0.$$

Отсюда:

$$\omega_0 = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}}},$$

где: $p = b - \frac{a^2}{3} = 1,72$; $q = c + \frac{2a^3}{27} - \frac{ab}{3} = -25,4$;

$$\omega_0 = \sqrt[3]{\frac{25,4}{2} + \sqrt{\frac{(-25,4)^2}{4} + \frac{1,72^3}{27}}} + \sqrt[3]{\frac{25,4}{2} - \sqrt{\frac{(-25,4)^2}{4} + \frac{1,72^3}{27}}} = 2,9 \text{ см}.$$

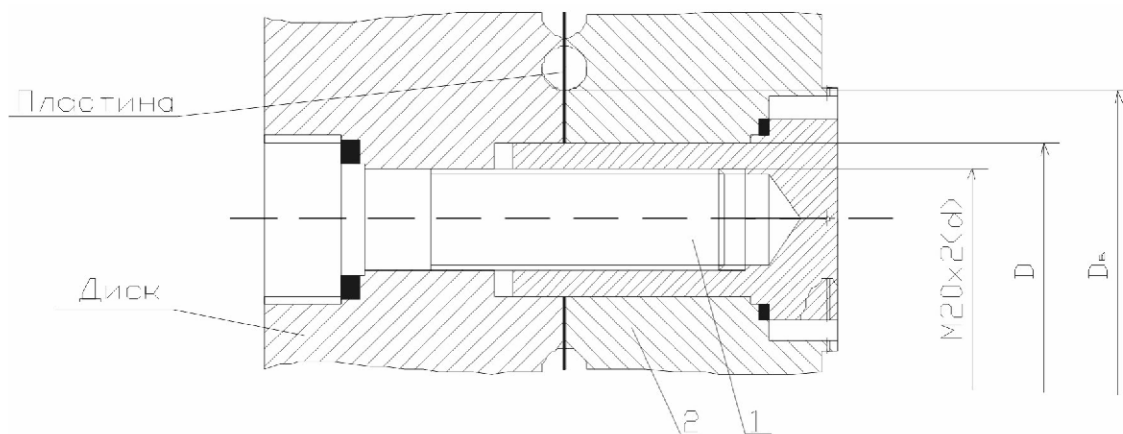


Рис. 2. Центральный болт с гайкой: 1 – болт; 2 – гайка

Расчет центрального болта с гайкой рис. 2

Сила от рабочего давления нагреваемой воды, которая вызвала такое напряжение в диске:

$$F = p \cdot f = 10 \cdot 12000,131 = 120001,31 \text{ кГ/см}^2,$$

где: P – давление воды на диске (кГ/см²);

$f = f_n + \Delta f_n = 12000 + 0,131 = 12000,131$ (см²) – площадь диска, находящаяся под давлением воды.

Напряжение в гайке, вызванное этой силой:

$$\sigma_r = F / 0,785 \cdot (D^2 - d^2) = 120001,31 / 0,785 \cdot (5,7^2 - 3^2) = 6507,8 \text{ кГ/см}^2,$$

Сталь 30ХГСА имеет допускаемое напряжение $[\sigma] = 8000$ кГ/см². Запас прочности у гайки составляет:

$$\beta_r = [\sigma] / \sigma = 800 / 6507,8 = 1,22.$$

Напряжение этой силы, воспринимаемое болтом:

$$\sigma_b = F / 0,785 \cdot d^2 = 120001,31 / 0,785 \cdot 4^2 = 9554,2 \text{ кГ/см}^2,$$

Сталь Х17Н7Ю имеет допустимое напряжение $[\sigma] = 12000$ кГ/см². Запас прочности болта составляет:

$$\beta_b = [\sigma] / \sigma = 12000 / 9554,2 = 1,26$$

(Здесь надо учесть, что давление воды взято в расчёт $P = 10$ кГ/см² вместо рабочего $P = 3$ кГ/см². Так что фактические коэффициенты прочности нужно утроить).

Заключение

В итоге, можно констатировать, что получен малогабаритный, с высокой тепловой мощностью, экономичный, экологичный, бесшумный водоподогреватель со спиральным каналом. Сдвоенный он представляет модуль водоподогревателей спиральных мощностью 400 кВт (МВПС – 400).

Его полезная тепловая мощность – $Q = 407,4$ кВт, при расходе газа $V_r = 25,9$ м³/ч.

Расход нагреваемой воды – $V = 4,26$ м³/ч.

Рабочее давление нагреваемой воды – $P = 3 \pm 1$ кГ/см².

Температура нагрева воды – до $t = +110$ °С.

Наружный диаметр дисков (их два) – $D = 1,156$ м.

Коэффициент полезного действия – $\eta = 0,92$.

Время нагрева дисков – $\tau_n = 313,6$ с.

Время остывания дисков – $\tau_o = 360,6$ с.

(Нагрев и охлаждение производятся водой в рабочем режиме)

Длина спирали – до $l_b = 24,0$ м.

Площадь теплообмена – до $f_b = 1,05$ м².

Список литературы

1. Садыков Р.А., Правник Ю.И., Миннуллин И.М. Теплообменник. Патент на полезную модель РФ № 100202, от 10.12.2010 г.
2. Богомолов А.И., Вигдорчук Д.Я., Маевский М.А. Газовые горелки инфракрасного излучения и их применение. – М.: Стройиздат, 1967. – 254 с.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Изд-во «Энергия», 1977. – 343 с.
4. Кошкин Н.И., Ширкевич М.Г. Справочник по элементарной физике. – М.: Изд-во «Наука», 1964. – 246 с.
5. Ахмерова Г.М., Вьюшин И.Д., Ланцов А.Е. Методическое указание для лабораторных работ по теплотехническим характеристикам участков неизолированного тепловода. – Казань, КГАСУ, 2003. – 36 с.
6. Яковлев К.П. Краткий физико-технический справочник, том II. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1960. – 411 с.

Pravnik Y.I. – engineer

E-mail: Gust.Sim.@mail.ru

Rakhimov R.G. – magistrate

Faizov A.I. – bachelor

Maneshev I.O. – post-graduate student

E-mail: ivan-maneshev@yandex.ru

Sadykov R.A. – doctor of technical science, professor

E-mail: Sadykov_R_A@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya str. 1

Eremin S.A. – chief engineer

E-mail: keo@Citydom.ru

MUE PA «Kazenergo»

The organization address: 420021, Russia, Kazan, Tukay str., 162

On the paper Calculation water heater spiral AMS-200

Resume

The paper presents the water heater spiral of capacity 200 kW (AMS-200), enough energy efficient, quiet, compact, eco-friendly, easy to use, easy to manufacture, the heat source and method of obtaining which is flameless combustion of the gas in the gas burner infrared (GGII). In general, the product of modern science and technology.

However, many questions to this kind of heat technology. The problem of heat lines: pipes, insulation, time-consuming and expensive to the consumer and laying the necessary periodic updating them and, in the end, the inevitable heat loss, noisy pump water coolant, and much more. There are many heat generating devices, which are not safe and easy to use and that are harmful for the environment. One should not forget about the great power of modern steam and gas turbines, shaking not only the atmosphere, but the crust, causing considerable harm than environmental conditions. And those gas ovens and burners of hot water, often exploding with inept use. You can improve on, but not without limit. Nature and the laws of thermodynamics limit these opportunities.

We need alternative sources of heat without chimneys and without mechanisms that cause fluctuations of the environment. We need to look for new ways to use and apply. We need money to transport them cheaper and with less loss, etc.

Keywords: heat transfer, water heater, heated water, coolant temperature, flow rate, channel.

References

1. Sadykov R.A., Pravnik Y.I., Minnullin I.M. Exchanger, utility patent RF № 100202 from 10.12.2010.
2. Bogomolov A.I., Vigdorichuk D.Y., Majewski M.A. Infrared gas burners and their application. – M.: «Stroyizdat», 1967. – 254 p.
3. Mikheev, M.A., Mikheev I.M. Fundamentals of Heat Transfer. – M.: Publishing House of the Izdat. «Energy», 1977. – 343 p.
4. Koshkin N.I., Shirkevich M.G. Handbook of elementary physics. – M.: Izdat. «Nauka», 1964. – 246 p.
5. Akhmerova G.M., Vyushin I.D., Lantsov A.E. Guidelines for laboratory work in heat engineering characteristics plots of bare heat lines. – Kazan, KGASU, 2003. – 36 p.
6. Yakovlev K.P. Short Physical-Technical Guide, Volume II – M.: Fizmatgiz, 1960. – 411 p.