

МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

MODERNIZATION OF CONVECTIVE HEATING SURFACE OF WATER BOILERS

УДК 678.5

С.М. Кузьменков^{1*}, В.В. Дрюков¹, А.А. Котов¹,
В.Ю. Мовсесян²

¹ Витебский государственный технологический университет

² Котельная «Южная» ОАО «Витязь»

<https://doi.org/10.24411/2079-7958-2020-13805>

S. Kuzmenkov^{1*}, V. Dryukov¹, A. Kotow¹,
U. Mauseasian²

¹ Vitebsk State Technological University

² Boiler center «Yuzhnaya» of JSC «Vityaz»

РЕФЕРАТ

ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ, КОНВЕКТИВНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ, ТЕПЛОВЫЙ ПОТОК

Объектом исследований является конвективная поверхность нагрева водогрейных котлов.

Целью работы является теплотехнический проектировочный расчет вариантов модернизации конвективной поверхности нагрева водогрейных котлов КВГМ-100.

В результате выполненных расчетов по предложенной методике показано, что замена в конвективном пучке котельного агрегата КВГМ-100 гладких труб наружным диаметром 28 мм на оребренные трубы наружным диаметром 38 мм позволяет повысить плотность передаваемого теплового потока в 30 раз. Такая эффективность теплообмена в конвективном пучке обеспечит повышение КПД котла в целом и, следовательно, снижение потребления топлива котельной.

ABSTRACT

CONVECTIVE HEATING SURFACE, WATER BOILERS, HEAT FLOW

The research object is the convective heating surface of water boilers.

The purpose of the work is heat engineering design calculation of the options for upgrading the convective heating surface of the KVGM-100 boilers.

As a result of the calculations performed according to the proposed methodology, it is revealed that replacing smooth pipes with an outer diameter of 28 mm in the convective bundle of the KVGM-100 boiler unit with finned tubes with an outer diameter of 38 mm can increase the density of the transmitted heat flux by 30 times. Such heat transfer efficiency in a convective beam will increase the efficiency of the boiler as a whole and, consequently, reduce the boiler fuel consumption.

В настоящее время в Республике Беларусь вопросы экономического развития страны и её энергетической безопасности тесно связаны с энергоэффективностью. При этом большое количество энергоресурсов потребляется котельными, оборудованными водогрейными котлами КВГМ, следовательно, их модернизация должна обеспечить существенный экономический эффект.

Целью работы является теплотехнический проектировочный расчет вариантов модернизации конвективной поверхности нагрева во-

догрейных котлов КВГМ-100, установленных, в частности, на котельной «Южная» (г. Витебск).

Водогрейные стационарные котлы КВГМ-100 теплопроизводительностью 116,3 МВт предназначены для получения горячей воды с номинальной температурой 150°С, используемой в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленного и бытового назначения, а также для технологических целей. Котлы имеют П-образную компоновку, топочную камеру ($L = 6208$ мм) и конвективную шахту ($L = 3200$ мм). На котельной «Южная» установ-

* E-mail: tiomp.vstu@mail.ru (S. Kuzmenkov)

лены 5 водогрейных котлов КВГМ-100 (рисунок 1).

В настоящее время на основе практики эксплуатации признано, что конвективная поверхность нагрева из труб 28×3 мм в водогрейных котлах КВГМ является их конструктивно наиболее слабым местом. Её модернизация позволит достичь существенной экономии топлива, а также увеличить эксплуатационную надежность и ресурс работы конвективной поверхности.

При установившемся режиме работы котла теплообмен через конвективные поверхности нагрева остается стабильным, поэтому при разработке математической модели можно считать процесс стационарным.

Интенсивность переноса тепла через стенку трубы может быть определена согласно уравнению теплопередачи

$$q_l = \pi \cdot k_l \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м} \quad (1)$$

где $t_{ж1}, t_{ж2}$ – температура соответственно горячей и холодной среды, °С; k_l – линейный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м} \cdot \text{град}$:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}; \quad (2)$$

где α_1, α_2 – в общем случае суммарные коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной стороны трубы, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры трубы, м; λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала трубы,



Рисунок 1 – Котлы КВГМ-100 на котельной «Южная» (г. Витебск)

для стальных труб $\lambda_{cm} = 45 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$.

В процессе теплопереноса от дымовых газов к воде в конвективном пучке котла основную роль играет конвективный теплообмен, однако конвективные пучки получают теплоту не только путем конвективного теплообмена, но и посредством тепловосприятия прямого излучения топки. При расчете такой поверхности нагрева необходимо учитывать интенсивность теплоотдачи от газов к поверхности труб пучка как за счет конвективного теплообмена, так и за счет теплообмена излучением. В этом случае суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l . \quad (3)$$

Для нахождения значения коэффициента теплоотдачи конвекцией a_k необходимо использовать критериальные уравнения. При вынужденной конвекции критериальное уравнение в общем случае имеет вид:

$$Nu = A \cdot Re^m \cdot Pr^n . \quad (4)$$

В этом уравнении: Nu – число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot l}{\lambda_{жс}} ; \quad (5)$$

Re – критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu_{жс}} ; \quad (6)$$

Pr – критерий Прандтля. Здесь l – определяющий размер тела, $\lambda_{жс}$ – коэффициент теплопроводности среды, $\nu_{жс}$ – коэффициент кинематической вязкости среды, w – скорость потока. Значения физических параметров среды ($\lambda_{жс}$, $\nu_{жс}$, Pr) определяются по соответствующим таблицам параметров в зависимости от определяющей температуры.

При вынужденном движении среды в трубах

для случая турбулентного режима движения, что будет иметь место при $Re > 10^4$, критериальное уравнение принимает вид [2]

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} . \quad (7)$$

В этом случае определяющим размером будет являться внутренний диаметр трубы ($l = d_1$), а определяющей температурой – средняя температура воды в трубе $t_{жс1}$. При омывании поперечным потоком труб для случая турбулентного режима движения, что будет иметь место при $Re > 10^3$, критериальное уравнение принимает вид [2]

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} . \quad (8)$$

Здесь определяющим размером будет являться наружный диаметр трубы ($l = d_2$), а определяющей температурой – средняя температура омывающих трубу дымовых газов $t_{жс2}$. Необходимые для расчета характеристики котельного агрегата КВГМ-100 приведены в таблице 1.

Таким образом, средняя температура воды в трубах конвективного пучка $t_{жс1}$ составляет 120 °С. Значения физических параметров воды при этой температуре [2]: коэффициент теплопроводности $\lambda_{жс1} = 68,6 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$, коэффициент кинематической вязкости $\nu_{жс1} = 0,252 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, критерий Прандтля $Pr_1 = 1,47$.

Средняя температура омывающих трубы пучка дымовых газов $t_{жс2}$ составляет 600 °С. Значения физических параметров дымовых газов при этой температуре [3]: коэффициент теплопроводности $\lambda_{жс2} = 7,42 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$, коэффициент кинематической вязкости $\nu_{жс2} = 93,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, критерий Прандтля $Pr_2 = 0,62$. Для расчета теплоотдачи от внутренней поверхности труб к воде используются уравнения (6), (7), после чего из формулы числа Нуссельта (5) выражается величина коэффициента теплоотдачи конвекцией $a_{к1}$. Поскольку в капельных жидкостях тепловое излучение невозможно, принимаем $a_l = a_{к1}$.

Расчет теплоотдачи от дымовых газов к наружной поверхности труб проводится анало-

Таблица 1 – Характеристики котельного агрегата КВГМ-100

Наружный диаметр труб конвективного пучка d_2 , мм	28
Толщина стенки труб конвективного пучка δ , мм	3
Продольный шаг труб конвективного пучка h_x , мм	40
Поперечный шаг труб конвективного пучка h_y , мм	64
Температура воды на входе $t'_{ж1}$, °C	90
Температура воды на выходе $t''_{ж1}$, °C	150
Средняя скорость воды w_1 , м/с	0,79
Температура газов на входе $t'_{ж2}$, °C	1060
Температура газов на выходе $t''_{ж2}$, °C	140
Средняя скорость газов w_2 , м/с	9,5

гично с использованием уравнений (6), (8), (5). Величина коэффициента теплоотдачи α_2 определяется согласно уравнению (3), при этом, согласно номограмме [1], $\alpha_n = 14,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$. По формуле (1) с использованием уравнения (2) определяется линейная плотность теплового потока q_l , проходящего через стенку трубы.

Отношение

$$\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} = R_{li} \quad (9)$$

в уравнении (2) называется внешним линейным термическим сопротивлением или линейным термическим сопротивлением теплоотдачи. Согласно расчетам, как и следовало ожидать, величина внешнего термического сопротивления R_{l2} со стороны дымовых газов (с наружной стороны трубы) значительно больше, чем R_{l1} со стороны воды (с внутренней стороны трубы). Для выравнивания термических сопротивлений и интенсификации процесса теплопередачи целесообразно применить оребрение наружной поверхности труб конвективного пучка (рисунок 2).

Оребрение трубопроводов характеризуется коэффициентом оребрения

$$\varphi = \frac{F_{2p}}{F_2} \quad (10)$$

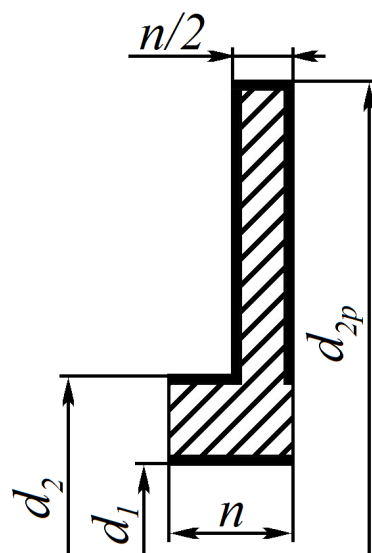


Рисунок 2 – Расчетная схема оребрения трубы конвективного пучка

и коэффициентом увеличения поверхности

$$\psi = \frac{F_{2p}}{F_1} \quad (11)$$

связанными соотношением

$$\psi = \varphi \cdot K_F, \quad (12)$$

где K_F – коэффициент, характеризующий соотношение площади наружной и внутренней поверхности гладкой трубы:

$$K_F = \frac{F_2}{F_1}; \quad (13)$$

F_1 – площадь внутренней поверхности трубы, F_2 – площадь наружной поверхности гладкой трубы (до оребрения), F_{2p} – площадь наружной поверхности оребренной трубы.

При расчете теплопередачи через стенку оребренного трубопровода формула (2) принимает вид

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2 \cdot \psi}}. \quad (14)$$

Приравняв значения внешних линейных термических сопротивлений оребренной трубы из формулы (14), можно определить необходимое значение коэффициента увеличения поверхности

$$\psi = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\alpha_2 \cdot d_2}. \quad (15)$$

Необходимый коэффициент оребрения φ определяется из формулы (12):

$$\varphi = \frac{\psi}{K_F}, \quad (16)$$

далее из формулы (10) находится требуемая площадь поверхности оребрения трубы F_{2p} .

На практике при оребрении труб небольшого диаметра (до 50 мм) толщина ребра часто принимается равной расстоянию между соседними ребрами, то есть составляет половину шага оребрения n .

Площадь наружной поверхности трубы до и после оребрения, отнесенная к одному элементу оребрения, может быть рассчитана соответственно как

$$F_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n \quad (17)$$

и

$$F_{2p} = \pi \cdot d_2 \cdot n/2 + \pi \cdot d_{2p} \cdot n/2 + 2 \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4}, \quad (18)$$

где d_2 – наружный диаметр гладкой трубы (до оребрения), d_{2p} – наружный диаметр оребрения трубы.

Подставляя значения (17) и (18) в зависимость (10) и решая полученное квадратное уравнение, получаем формулу для нахождения наружного диаметра оребрения:

$$d_{2p} = \frac{-n + \sqrt{n^2 + 4 \cdot (d_2^2 + d_2 \cdot n \cdot (2 \cdot \varphi - 1))}}{2}. \quad (19)$$

При шаге оребрения $n = 0,7$ мм наружный диаметр оребрения составляет $d_{2p} = 49,7$ мм, что превышает продольный шаг труб конвективного пучка $h_x = 40$ мм. Для обеспечения возможности размещения оребренных труб предлагается увеличить продольный шаг в два раза, до 80 мм, а для сохранения при уменьшившемся количестве труб прежней суммарной площади проходного сечения трубы размером 28×3 мм заменить трубами размером 38×4 мм.

Результаты расчета для исходного и предлагаемого варианта исполнения конвективного пучка труб котельного агрегата КВГМ-100 приведены в таблице 2.

Как видно из расчета, замена в конвективном пучке котельного агрегата КВГМ-100 гладких труб наружным диаметром 28 мм на оребренные трубы наружным диаметром 38 мм с коэф-

Таблица 2 – Сравнительные результаты расчетов исходного и предлагаемого вариантов исполнения конвективного пучка труб котельного агрегата КВГМ-100

Параметры	Исходный вариант исполнения	Предлагаемый вариант исполнения
Наружный диаметр труб d_2 , мм	28	38
Толщина стенки труб δ , мм	3	4
Внутренний диаметр труб d_1 , мм	22	30
Продольный шаг труб h_x , мм	40	80
Поперечный шаг труб h_y , мм	64	64
Критерий Рейнольдса Re_1	68968	94047
Число Нуссельта Nu_1	184,1	235,9
Коэффициент теплоотдачи $a_1 = a_{к1}$, Вт/м ² · град	5740,5	5394,2
Критерий Рейнольдса Re_2	2841,6	3856,4
Число Нуссельта Nu_2	24,61	29,56
Коэффициент теплоотдачи $a_{к2}$, Вт/м ² · град	65,2	57,8
Коэффициент теплоотдачи a_2 , Вт/м ² · град	79,5	72,1
Коэффициент соотношения площади наружной и внутренней поверхности трубы K_p	1,273	1,267
Коэффициент увеличения поверхности ψ	56,7	59,1
Коэффициент оребрения φ	44,5	46,6
Наружный диаметр оребрения d_{2p} , мм	49,7	62,1
Линейная плотность теплового потока до оребрения q_1 , Вт/м	3271,8	4034,2
Линейная плотность теплового потока после оребрения q_1^* , Вт/м	69325,5	100653,0

фициентом оребрения $\varphi = 46,6$ позволяет повысить плотность передаваемого теплового потока в 30 раз, с 3271,8 Вт/м до 100653,0 Вт/м. Такая эффективность теплообмена в конвективном пучке обеспечит повышение КПД котла в целом и, следовательно, снижение потребле-

ния топлива котельной. На котельной «Южная» котлы КВГМ-100 потребляют свыше 10 тыс. т.у.т. в год, поэтому мероприятия по модернизации этих котлов способны обеспечить экономию сотен т.у.т.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ
ИСТОЧНИКОВ

1. Нащокин, В. В. (2018), *Техническая термодинамика и теплопередача*, Москва, 469 с.
2. Исаченко, В. П., Осипова, В. А., Сукомел, А. С. (2016), *Теплопередача*, Москва, 416 с.
3. Лебедев, В. М. (2017), *Тепловой расчет котельных агрегатов средней паропроизводительности*, Москва, 208 с.

REFERENCES

1. Nashchokin, V. V. (2018), *Tehnicheskaja termodynamika i teploperedacha* [Technical thermodynamics and heat transfer], Moscow, 469 p.
2. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. (2016), *Teploperedacha* [Heat transfer], Moscow, 416 p.
3. Lebedev, V. M. (2017), *Teplovoi raschet kotelnyh agregatov srednei paroproizvoditelnosti* [Thermal calculation of boiler units of medium steam capacity], Moscow, 208 p.

Статья поступила в редакцию 31. 03. 2020 г.