

Энергетика

УДК 536. 2 (075): 517.958

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАРАБАНОВ КОТЛОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

*С.В. Колесников, А.Э. Кузнецова, Е.В. Стефанюк, А.Н. Бранфилева,
Л.С. Абишева*

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Представлены результаты исследований температурного и термонапряженного состояния барабанов паровых котлов в зоне отверстий для присоединения экранных труб.

Ключевые слова: температурные напряжения, барабаны паровых котлов, тепловые электрические станции, метод конечных элементов.

В процессах пусков и остановов в элементах паровых котлов возникают температурные градиенты, обуславливающие появление температурных напряжений. В случаях, когда напряжения превышают предел прочности для данного материала, происходит возникновение трещин. Применительно к барабанам котлов появлению трещин способствует наличие отверстий (для крепления экранных труб), являющихся концентраторами напряжений. При этом особенно опасным является переохлаждение воды в барабане, возникающее в процессах планового или аварийного сброса давления, при котором в охлаждающихся поверхностях отверстий появляются температурные напряжения. Для их определения необходимо иметь распределение температуры в материале барабана вблизи отверстий, определение которой возможно лишь при известной величине коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности стенки барабана. В работе [1] величина этого коэффициента была найдена из решения обратной задачи теплопроводности, которая оказалась равной $\alpha = 470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Однако для оценки градиента температур в отверстиях барабанов котлов необходимо знать коэффициенты теплоотдачи не только на внутренней поверхности, но и в отверстиях барабанов, скорость течения воды в которых составляет около $2 \text{ м}/\text{с}$.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи в отверстиях барабанов котлов используем следующие исходные данные:

Сергей Владимирович Колесников (к.т.н.), докторант.

Анастасия Эдуардовна Кузнецова, аспирант.

Екатерина Васильевна Стефанюк (д.т.н., доц.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Любовь Сергеевна Абишева, аспирант.

$$t_{жс} = 316^{\circ}C; t_{ст} = 340^{\circ}C; \nu_{жс} = 0,128 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \upsilon_{жс} = 2 \text{ м}/\text{с};$$

$$\lambda_{жс} = 0,513 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); d = 0,05 \text{ м}; a = 0,122 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

где $t_{жс}$ – температура воды в барабане;

$t_{ст}$ – температура стенки барабана в отверстиях;

$\nu_{жс}$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости;

$\lambda_{жс}$ – коэффициент теплопроводности жидкости;

$\upsilon_{жс}$ – скорость течения жидкости в отверстиях барабана;

d – диаметр отверстия;

a – коэффициент температуропроводности жидкости.

Определяющее критериальное уравнение в данном случае имеет вид [2]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс}/Pr_C)^{0,25} \epsilon_e, \quad (1)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda_{жс}$ – число Нуссельта;

$Re = \upsilon_{жс} d / \nu_{жс}$ – число Рейнольдса;

$Pr_{жс} = \nu_{жс} / a_{жс}$ – число Прандтля в потоке;

$Pr_C = \nu_C / a_C$ – число Прандтля при коэффициенте вязкости ν_C и коэффициенте температуропроводности жидкости a_C вблизи стенки;

ϵ_e – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине l отверстия.

Если $l/d > 50$, то $\epsilon_e = 1$; если $l/d < 50$, то $\epsilon_e = 1$. Так как $l = 12 \text{ см}$ и $d = 5 \text{ см}$, то при $Re = 2 \cdot 0,05 / 0,128 \cdot 10^{-6} = 12800$ $\epsilon_e = 1,28$ [2].

Подставляя в (1) принятые и расчетные исходные данные, положив $Pr_{жс}/Pr_C \approx 1$, получаем $Nu = 1437,76$. Отсюда

$$\alpha = Nu \lambda_{жс} / d = 14751 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Найденные значения коэффициентов теплоотдачи были использованы для определения температурного состояния стенки барабана парового котла (рис. 1–3).

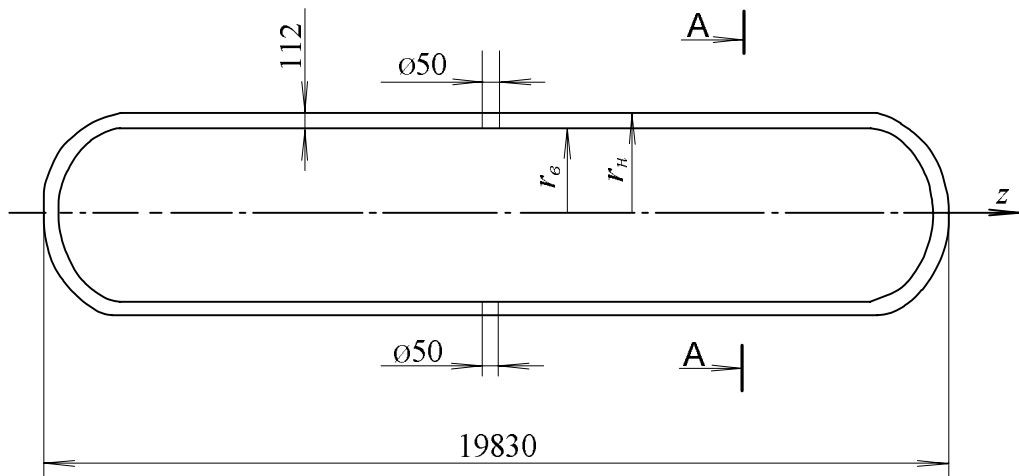


Рис. 1. Схема барабана парового котла (размеры в мм)

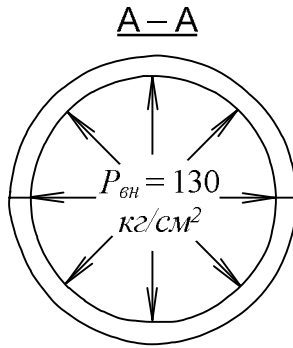


Рис. 2. Сечение барабана котла

На напряженное состояние барабана котла существенное влияние могут оказывать силы внутреннего давления. Используемая здесь методика позволяет производить расчет напряжений и перемещений цилиндров, нагруженных постоянным по длине наружным и внутренним давлением. Применительно к барабану котла приводимые ниже формулы будут справедливы лишь для центральной его части. Вследствие осевой симметрии нагрузки, напряжения и деформации также будут симметричны относительно оси барабана и постоянны по его длине.

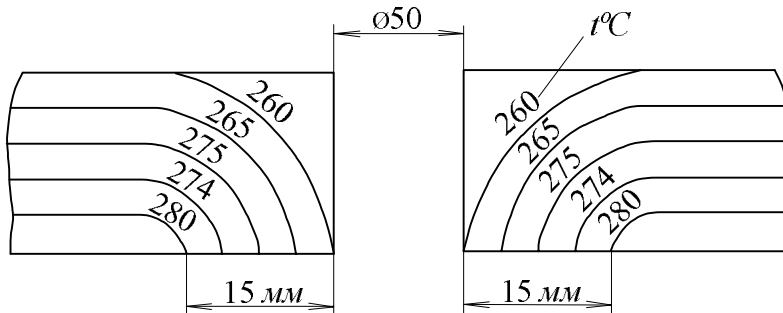


Рис. 3. Изменение температуры в отверстии и по толщине стенки барабана, $t^{\circ}\text{C}$; размеры в мм

Формулы для определения напряжений имеют вид [3]

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2 - P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2}{r_{\text{вн}}^2 - r_{\text{вн}}^2} + \frac{(P_{\text{вн}} - P_{\text{вн}}) r_{\text{вн}}^2 r_{\text{вн}}^2}{(r_{\text{вн}}^2 - r_{\text{вн}}^2) \rho^2}; \quad (2)$$

$$\sigma_r = \frac{P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2 - P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2}{r_{\text{вн}}^2 - r_{\text{вн}}^2} - \frac{(P_{\text{вн}} - P_{\text{вн}}) r_{\text{вн}}^2 r_{\text{вн}}^2}{(r_{\text{вн}}^2 - r_{\text{вн}}^2) \rho^2}; \quad (3)$$

$$\sigma_z = \frac{P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2 - P_{\text{вн}} r_{\text{вн}}^2}{r_{\text{вн}}^2 - r_{\text{вн}}^2}, \quad (4)$$

где σ_r – нормальное радиальное напряжение;

σ_{θ} – окружное напряжение;

σ_z – осевое напряжение;

P_g, P_n – внутреннее и наружное давление;

r_g, r_n – внутренний и наружный радиусы;

ρ – текущий радиус (см. рис. 1).

Радиальное перемещение U определяется по формуле

$$U = \frac{P_g r_g^2 - P_n r_n^2}{r_n^2 - r_g^2} \cdot \frac{(1-\nu)\rho}{E} + \frac{(P_g - P_n)r_g^2 r_n^2}{(r_n^2 - r_g^2)\rho} \cdot \frac{(1-\nu)}{E}, \quad (5)$$

где ν – коэффициент Пуассона;

E – модуль упругости.

Исходные данные для расчета были следующие: $P_g = 130 \text{ кг/см}^2$; $r_g = 130 \text{ мм}$; $\nu = 0,25$; $P_n = 1 \text{ кг/см}^2$; $r_n = 1412 \text{ мм}$; $E = 16000 \text{ кг/мм}^2$.

Радиальные напряжения σ_r внутри и снаружи принимают соответственно значения $\sigma_{r_g} = -130 \text{ кг/см}^2 = -1,3 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{r_n} = -1 \text{ кг/см}^2 = -0,01 \text{ кг/мм}^2$. Таким образом, по формуле (3) напряжения на внутренней и внешней поверхности барабана совпадают с заданными на этих поверхностях давлениями. Знаки напряжений отрицательные, что означает сжатие.

Окружное напряжение σ_θ , найденное по формуле (2), для внутренней и наружной поверхности барабана принимает следующие значения: $\sigma_{\theta_g} = -12,6 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{\theta_n} = -10,6 \text{ кг/мм}^2$. Знаки напряжений положительные, то есть имеет место растяжение. Эпюра окружных напряжений приведена на рис. 4.

Осевое напряжение $\sigma_z = 5,6 \text{ кг/мм}^2$ имеет одинаковое значение по толщине стенки барабана. Радиальное перемещение согласно формуле (5) при $\rho = r_n$ составляет $U_{r_n} = 0,58 \text{ мм}$.

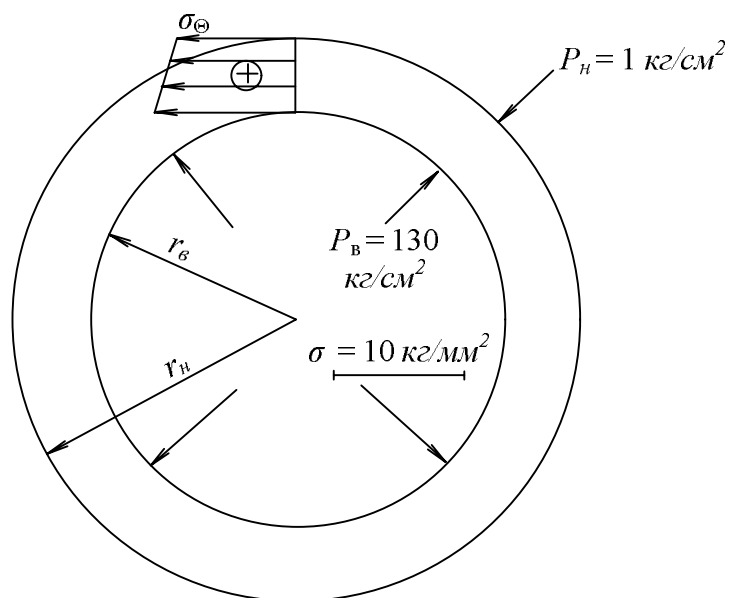


Рис. 4. Эпюра окружных напряжений σ_θ в поперечном сечении барабана, возникающих от действия сил внутреннего давления

Представленные в настоящей работе исследования показали, что наиболее неблагоприятной по напряженному состоянию зоной является область присоединения трубы к барабану котла. В этой зоне имеется отверстие в его стенке. Любое отверстие, как известно, является концентратором напряжений.

Напряженное состояние в зоне отверстия барабана усугубляется еще и тем, что он находится под большим внутренним давлением. Расчеты, представленные выше, показывают, что под действием сил внутреннего давления в сплошном барабане максимальных значений достигают окружные напряжения растяжения $\sigma_{\theta\theta} = -12,6 \text{ кг/мм}^2$ (см. рис. 4). Причем эти напряжения найдены из условия отсутствия отверстий в барабане. При наличии отверстий характер напряжений от действия сил давления существенно видоизменяется. Подробнее результаты исследований с использованием метода конечных элементов [4–6] и программы NASTRAN представлены ниже.

Программа NASTRAN достаточно эффективна при расчетах напряженно-деформированного состояния конструкций с использованием метода конечных элементов. Эта программа в сочетании с возможностями современной вычислительной техники позволяет проводить расчеты термонапряженного состояния барабана с одновременным учетом большого числа факторов (внутреннее давление в барабане, собственный вес и вес воды в нем, градиенты температуры между верхом и низом барабана, градиенты температуры по толщине стенки барабана и в его отверстиях) в трехмерной постановке.

Ниже будут представлены результаты расчетов напряженно-деформированного состояния с одновременным учетом всех перечисленных выше факторов, а также с учетом каждого из этих факторов в отдельности. Исходные данные для расчетов были следующие:

$$\alpha' = 0,000014/\text{K}; E = 16000 \text{ кг/мм}^2; \nu = 0,3; p_{\text{вн}} = 130 \text{ кг/см}^2,$$

где α' – коэффициент линейного расширения;

E – модуль упругости 1-го рода (модуль Юнга);

ν – коэффициент Пуассона;

$p_{\text{вн}}$ – внутреннее давление пара.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние барабана для случая, когда перепад температуры между верхней и нижней частью барабана составляет 40 °С.

Такое температурное состояние может возникать, когда при плановом или аварийном сбросе давления в барабане температура воды в нем может понизиться на несколько десятков градусов. Ввиду достаточно высоких коэффициентов теплоотдачи ($470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ на внутренней поверхности барабана и $1451 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ в отверстиях) нижняя часть барабана в течение нескольких десятков секунд охлаждается до температуры жидкости в барабане, тогда как верхняя в течение определенного времени остается при прежней температуре. Такой перекокс температуры между верхом и низом приводит к тому, что барабан изгибается выпуклостью вверх, усиливая тем самым его напряженное состояние.

Проведем детальное исследование напряженно-деформированного состояния барабана при градиенте температур между верхом и низом. Но прежде чем рассматривать этот вариант, проанализируем сначала деформацию барабана в случае, когда он нагрет до одинаковой температуры $t = 320^\circ\text{C}$. Из анализа результатов сле-

дует, что в осевом направлении барабан увеличивается по длине на 4,69 см. При этом диаметр барабана увеличивается на 4,8 мм.

Анализ перемещений барабана для случая, когда перепад температуры между его верхом и низом составляет $\Delta t = 40^\circ\text{C}$, показывает что барабан изгибается выпуклостью вверх, причем высота «горба» составляет 8,81 мм.

Прежде чем переходить к оценке термонапряженного состояния барабана, рассмотрим влияние внутреннего давления пара $p = 130 \text{ кг/см}^2$ на распределение напряжений в отверстиях барабанов. Согласно расчетам по формуле (2) под действием одних только сил внутреннего давления окружные напряжения достигают $\sigma_\theta = 12,6 \text{ кг/мм}^2$. Как показали расчеты по методу конечных элементов, в отверстиях барабанов величина окружных напряжений составляет $\sigma_\theta = 26,75 \text{ кг/мм}^2$, то есть они возрастают на 14 кг/мм^2 . Это можно объяснить тем, что отверстие является концентратором напряжений. Достаточно больших величин от сил внутреннего давления в отверстиях барабанов котлов достигают и напряжения по оси z ($\sigma_z = 16,32 \text{ кг/мм}^2$).

Рассмотрим распределение напряжений для случая, когда вместе с внутренним давлением действует градиент температуры в отверстии, при этом температура по толщине стенки принимается неизменной. Перепад температуры в отверстии составляет $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ на расстоянии 15 см от кромки отверстия. Анализ результатов расчетов позволяет заключить, что величина окружных напряжений растяжения достигает $33,35 \text{ кг/мм}^2$. Следовательно, прибавка окружных напряжений по сравнению со случаем отсутствия градиента температуры в отверстиях составляет $\Delta\sigma_\theta = 33,35 - 26,75 = 6,6 \text{ кг/мм}^2$. Отметим, что предел прочности на растяжение для данного материала составляет $\sigma_b = 35 \text{ кг/мм}^2$. Оценка напряжений в зоне, где отверстия в барабане отсутствуют, показывает, что $\sigma_\theta = 12 \text{ кг/мм}^2$. Полученные по методу конечных элементов значения σ_θ хорошо согласуются с величиной напряжений $\sigma_\theta = 12,6 \text{ кг/мм}^2$, найденных по формуле (2).

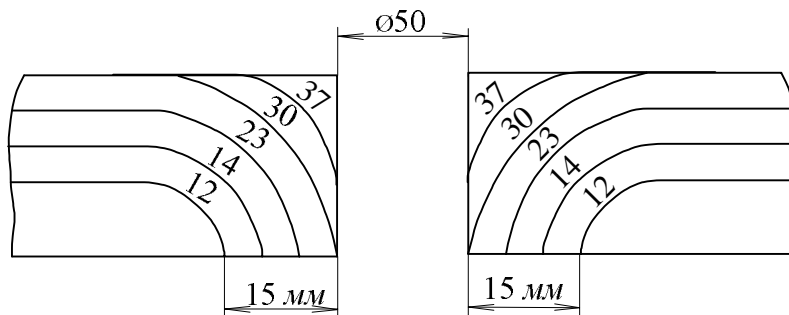


Рис. 5. Распределение окружных напряжений (σ_θ , кг/мм^2) в отверстии барабана
парового котла

При возрастании градиента температуры в отверстиях с 15 до 30°C окружные напряжения возрастают до $\sigma_\theta = 37,55 \text{ кг/мм}^2$, что уже выше предела прочности для данного материала (рис. 5). В случае, когда наряду с перепадом температуры по толщине стенки барабана около 20°C учитывается перепад температуры в отвер-

стии (около 30°C на расстоянии 15 см от кромки отверстия), величина окружных напряжений в отверстиях с учетом внутреннего давления существенно превышает предел прочности для данного материала и приближается к величине $\sigma_{\theta} \approx 43 \text{ кгс/мм}^2$. В настоящей работе проведено также исследование влияния собственного веса барабана (около 30 т) и веса воды в нем (около 7 т) на напряженное состояние конструкции. Анализ расчетов показал, что это влияние незначительно. Например, наиболее опасные окружные напряжения возрастают лишь на 1–1,5 кгс/мм².

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кудинов В.А., Карташов Э.М., Калашиков В.В. Аналитические решения задач теплопереноса и термоупругости для многослойных конструкций. – М.: Высшая школа, 2005. – 430 с.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
3. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. – Минск: Высшая школа, 1970. – 628 с.
4. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. – М.: Судостроение, 1974. – 342 с.
5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
6. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1981. – 304 с.

Статья поступила в редакцию 12 сентября 2013 г.

INVESTIGATION OF TEMPERATURE AND THERMAL STRESS STATE OF BOILER DRUMS HEAT POWER PLANTS

S.V. Kolesnikov, A.E. Kuznetsova, E.V. Stefanuk, A.N. Branfileva, L.S. Abisheva

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The results of investigations of temperature and thermal stress state of boiler steam drum in the area of the holes for accession furnace tubes are provided.

Keywords: *thermal stresses, the drums of steam boilers, thermal power plants, the finite element method.*

*Sergey V. Kolesnikov (Ph.D. (Techn.)), Doctoral Candidate.
Anastasiya E. Kuznetsova, Postgraduate Student.
Ekaterina V. Stefanuk (Dr. Sci. (Techn.)), Associate Professor.
Anastasiya N. Branfileva, Postgraduate Student.
Lubov S. Abisheva, Postgraduate Student.*

СРАВНЕНИЕ МАССОВЫХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

А.И. Щелоков, Н.П.Краснова

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Приведено сравнение характеристик конвективных поверхностей газовых водогрейных котлов. Дан сравнительный анализ массовых и теплообменных характеристик на примере конвективных поверхностей водогрейных котлов с дымогарными трубами и шипованной конвективной поверхностью теплообмена.

Ключевые слова: *конвективный теплообмен, продольное омывание, поперечное омывание, шипованные поверхности, интенсификация теплообмена.*

Повышение тепловой эффективности теплообменных аппаратов, т. е. увеличение коэффициента теплопередачи, может быть достигнуто путем направленного воздействия на увеличение конвективного теплообмена.

Задачи интенсификации конвективного теплообмена сводятся к уменьшению массогабаритных характеристик теплообменных устройств или к снижению температурного напора. Выбор метода интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах в большей степени определяется прикладными целями и условиями использования аппаратов в промышленности. Он базируется на изучении структуры потока заданного теплоносителя, а также на известных науке способах направленного изменения структуры потока, оптимальной для интенсификации теплообмена. Наиболее простой метод интенсификации – это увеличение скорости потока, набегающего на теплообменную поверхность. Если увеличение скорости потока теплоносителя не обеспечивает получения необходимых габаритов теплообменного устройства (или заданной температуры стенок), то необходима интенсификация теплообмена методами, которые обеспечат уменьшение габаритов при практически неизменных суммарных потерях давления на прокачку теплоносителя через теплообменный аппарат.

К одним из эффективных и компактных форм конвективных поверхностей принадлежат игольчато-зубчатые поверхности, разновидностью которых являются шипованные поверхности нагрева, представляющие собой пластину с приваренными с полным проплавлением металла стержнями – цилиндрическими шипами. В энергетическом машиностроении хорошо освоена технология ошипования поверхностей, а автоматизация изготовления этих поверхностей обуславливает их невысокую стоимость. Наружная гладкая поверхность ошипованных пластин легко поддается очистке от загрязнений. При этом весьма перспективной конвективной поверхностью нагрева для теплообменных аппаратов является коробчатый канал из пластин с приваренными шипами с газовой стороны в шахматном порядке.

Исследование теплообмена в ошипованных поверхностях нагрева создало пред-

Анатолий Иванович Щелоков (д.т.н., проф.), зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика».

Наталья Петровна Краснова, ассистент кафедры «Промышленная теплоэнергетика».

посылки разработки и создания компактной теплогенерирующей техники для нагрева воды и технологических жидкостей. Интерес к таким разработкам вызван тем, что в последние годы для промышленных целей получили широкое применение жаротрубные паровые и водогрейные котлы полной заводской готовности. Важным показателем водогрейных котлов является удельная металлоемкость – отношение массы поверхности нагрева к величине тепловой мощности, кг/Вт.

Сравнение массовых характеристик поверхностей

Приведем сравнение массогабаритных характеристик конвективных поверхностей нагрева трехходового котла с дымогарными трубами и водогрейного котла с ошипованными газоходами. Для сравнения возьмем широко распространенную конструкцию котла фирмы Bertsch (Австрия) и такой же по мощности водогрейный котел с ошипованными поверхностями (см. таблицу).

Типовые характеристики водогрейного жаротрубного котла мощностью 1,16 МВт (каталог BERTSCH)

Компонент	Выходная температура, °С	Теплообмен, кВт	Нагреваемая поверхность, м ²
Пламя	1836		
Жаровая труба	1278	405	5,0
Реверсивная камера	1121	134	1,5
2-й ход	475	444	11,0
3-й ход	192	177	13,0
Сумма		1160	30,5

Теплообмен излучением происходит преимущественно в жаровой трубе и реверсивной камере. Конвективный теплообмен происходит во 2-м и 3-м ходе котла.

2-й и 3-й ходы котла выполнены из труб диаметром 57×3 мм, масса 1 погонного метра трубы составляет $m = 4$ кг [1].

Поверхность теплообмена 1 погонного метра трубы составит

$$f = \pi dl = \pi \cdot 0,057 \cdot 1 = 0,179 \text{ м}^2 / \text{п.м.}, \quad (1)$$

где d – внешний диаметр трубы; l – длина трубы.

Общая длина труб для второго и третьего ходов котла:

$$L_{II} = \frac{F_{II}}{f} = \frac{11}{0,179} = 61,450 \text{ м}; \quad (2)$$

$$L_{III} = \frac{F_{III}}{f} = \frac{13}{0,179} = 72,635 \text{ м}, \quad (3)$$

где L_{II} , L_{III} – длины труб второго и третьего ходов котла; F_{II} , F_{III} – поверхности теплообмена соответственно 2-го и 3-го ходов.

Масса трубной части соответственно:

$$M_{II} = m \cdot L_{II} = 4 \cdot 61,450 = 245,810 \text{ кг}; \quad (4)$$

$$M_{III} = m \cdot L_{III} = 4 \cdot 72,635 = 290,50 \text{ кг}, \quad (5)$$

где M_{II} , M_{III} – масса второго и третьего ходов соответственно.

Приведем расчет массогабаритных характеристик конвективной части котла, если ее выполнить в виде плоских коробчатых каналов из стальных пластин, к внутренним стенкам которых приварены цилиндрические стальные шипы ($\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³) следующих параметров: диаметр шипа $d = 10$ мм, длина шипа $l = 40$ мм. Ши-

пы в коробе располагаются в шахматном порядке таким образом, что их торцы упираются в противоположные стенки короба. Размеры шипов выбраны из условия неогорания, исследования которого приведены в [2].

Полная поверхность одного шипа

$$f_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} + \pi d_{ш} l_{ш} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} + \pi \cdot 0,01 \cdot 0,04 = 1,335 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (6)$$

где $f_{ш}$ – поверхность одного шипа; $d_{ш}$ – диаметр шипа; $l_{ш}$ – длина шипа.

Масса одного шипа

$$m_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} l_{ш} \rho = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} 0,04 \cdot 7800 = 24,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}. \quad (7)$$

На конвективные поверхности теплообмена, соответствующие второму и третьему ходам, приходится следующее количество шипов:

$$n_{II} = \frac{F_{II}}{f_{ш}} = \frac{11}{1,335 \cdot 10^{-3}} = 8243 \text{ шт.}; \quad (8)$$

$$n_{III} = \frac{F_{III}}{f_{ш}} = \frac{13}{1,335 \cdot 10^{-3}} = 9738 \text{ шт.}, \quad (9)$$

где n_{II} , n_{III} – количество шипов, соответствующих поверхностям теплообмена второго и третьего ходов.

Масса шипованных газоходов:

$$M_{IIш} = m_{ш} \cdot n_{II} = 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8243 = 201,89 \text{ кг}; \quad (10)$$

$$M_{IIIш} = m_{ш} \cdot n_{III} = 24,5 \cdot 10^{-3} \cdot 9738 = 238,58 \text{ кг}, \quad (11)$$

где $M_{IIш}$, $M_{IIIш}$ – масса газоходов с шипованными поверхностями теплообмена, соответствующих второму и третьему ходам газоходов котла.

Сравнение теплоотдачи в конвективных поверхностях

Теплоотдача конвекцией при продольном движении дымовых газов внутри труб описывается следующим критериальным уравнением [3]:

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} c_t c_d c_l, \quad (12)$$

где Re_f – критерий Рейнольдса для потока дымовых газов; Pr_f – критерий Прандтля; c_t – поправка на температуру потока и стенки; c_d – поправка при течении в кольцевых каналах; c_l – поправка на относительную длину канала.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном движении дымовых газов внутри труб вычисляется по формуле

$$\alpha_k = \alpha_n c_{\phi} c_l, \quad (13)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи конвекцией без поправок; c_{ϕ} – поправочный коэффициент, учитывающий содержание водяных паров в составе дымовых газов; c_l – поправка на относительную длину канала.

По данной формуле составлена номограмма для определения коэффициента теплоотдачи дымовых газов при продольном обтекании для различных диаметров труб и скоростей дымовых газов в них [4].

Согласно формуле (13) для газохода, выполненного из труб диаметром 57×3 мм, коэффициент теплоотдачи при средней скорости дымовых газов, равной 12 м/с, составит $\alpha_k \approx 38 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Теплоотдачу в газоходе, выполненном из пластин с приваренными цилиндрическими шипами в шахматной расстановке, следует рассматривать как канал с попе-

речно обтекаемым пучком водогрейных труб малого диаметра. Для этого случая справедлива формула [2]

$$Nu_f = Re_f^{0,6} Pr_f^{0,33} c_z c_s, \quad (14)$$

где c_z – поправка на число рядов по ходу дымовых газов; c_s – поправка на компоновку пучка.

Коэффициент теплоотдачи в этом случае составит

$$\alpha_k = \alpha_n c_z c_s c_\phi. \quad (15)$$

По данной формуле также составлены номограммы для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании труб дымовыми газами в зависимости от диаметра труб и скорости потока дымовых газов в канале [3].

При равной скорости дымовых газов 12 м/с $\alpha_k \approx 145 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Выводы

1. Исследования показывают, что при заданных поверхностях теплообмена возможно уменьшить массу котла на 17,9 % за счет применения в конвективной части газоходов, выполненных из металлических пластин с приваренными шипами.

2. Применение шипованных поверхностей в областях пониженной интенсивности теплоотдачи позволит увеличить коэффициент теплоотдачи в 3,8 раза.

3. Совокупность полученных данных позволяет снизить металлоемкость теплообменного аппарата и, как следствие, стоимость его изготовления и обслуживания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 10704-91 «Трубы стальные электросварные».
2. *Иванова И.М.* Исследование ошипованных поверхностей нагрева газовых теплогенераторов малой мощности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Куйбышев, 1975.
3. *Бакластов А.М.* Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменников: Учеб. пособие по специальности «Промышленная теплоэнергетика». – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
4. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

Статья поступила в редакцию 21 мая 2013 г.

COMPARISON OF MASS AND THERMAL PROPERTIES OF CONVECTIVE HEAT EXCHANGE SURFACES

A.I. Schelokov, N.P. Krasnova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The paper is devoted to comparison of mass and heat exchange properties of different convective surfaces. Flue pipes and spiked surfaces are considered. Convective heat transfer of these surfaces is shown.

Keywords: convective heat exchange, direct-axis laving, transverse laving, spiked surface, intensification of heat-exchange.

*Anatoly I. Schelokov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Nataliia P. Krasnova, Assistant.*