

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 м/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.

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

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

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]

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}_{жс}^{0,43} (\text{Pr}_{жс} / \text{Pr}_C)^{0,25} \varepsilon_e, \quad (1)$$

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

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

$\text{Pr}_{жс} = \nu_{жс} / a_{жс}$ – число Прандтля в потоке;

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

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

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

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

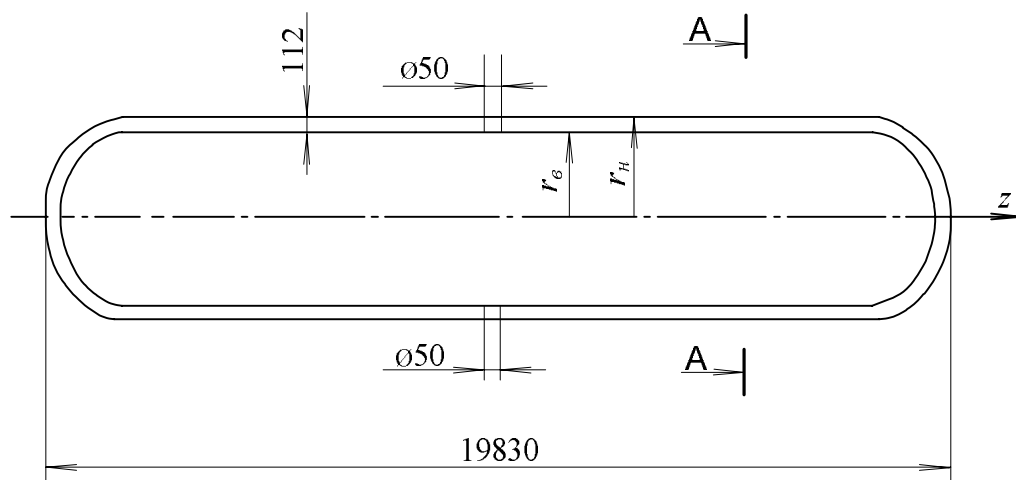


Рис. 1. Схема барабана парового котла (размеры в мм)

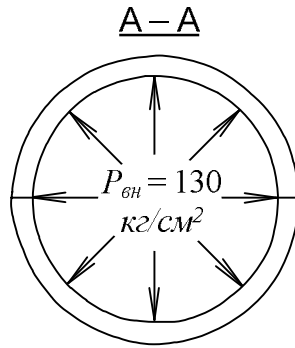


Рис. 2. Сечение барабана котла

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.

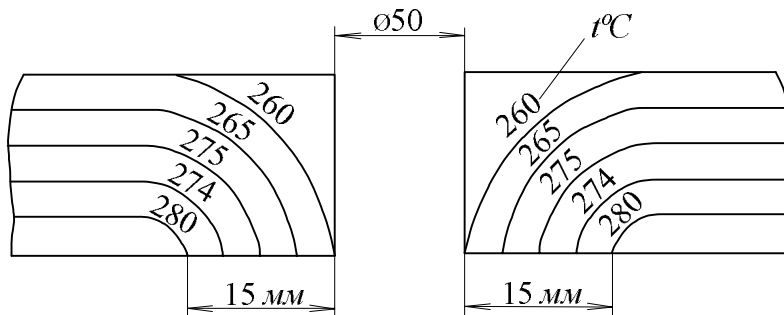


Рис. 3. Изменение температуры в отверстии и по толщине стенки барабана, t °C; размеры в мм

Формулы для определения напряжений имеют вид [3]

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

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

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

где σ_r – нормальное радиальное напряжение;

σ_{θ} – окружное напряжение;

σ_z – осевое напряжение;

$P_в$, $P_н$ – внутреннее и наружное давление;

$r_в$, $r_н$ – внутренний и наружный радиусы;

ρ – текущий радиус (см. рис. 1).

Радиальное перемещение U определяется по формуле

$$U = \frac{P_в r_в^2 - P_н r_н^2}{r_н^2 - r_в^2} \cdot \frac{(1-\nu)\rho}{E} + \frac{(P_в - P_н)r_в^2 r_н^2}{(r_н^2 - r_в^2)\rho} \cdot \frac{(1-\nu)}{E}, \quad (5)$$

где ν – коэффициент Пуассона;

E – модуль упругости.

Исходные данные для расчета были следующие: $P_в = 130 \text{ кг/см}^2$; $r_в = 130 \text{ мм}$; $\nu = 0,25$; $P_н = 1 \text{ кг/см}^2$; $r_н = 1412 \text{ мм}$; $E = 16000 \text{ кг/мм}^2$.

Радиальные напряжения σ_r внутри и снаружи принимают соответственно значения $\sigma_{r_в} = -130 \text{ кг/см}^2 = -1,3 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{r_н} = -1 \text{ кг/см}^2 = -0,01 \text{ кг/мм}^2$. 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: $\sigma_{\theta_в} = -12,6 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{\theta_н} = -10,6 \text{ кг/мм}^2$. 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 $\rho = r_н$ составляет $U_{r_н} = 0,58 \text{ мм}$.

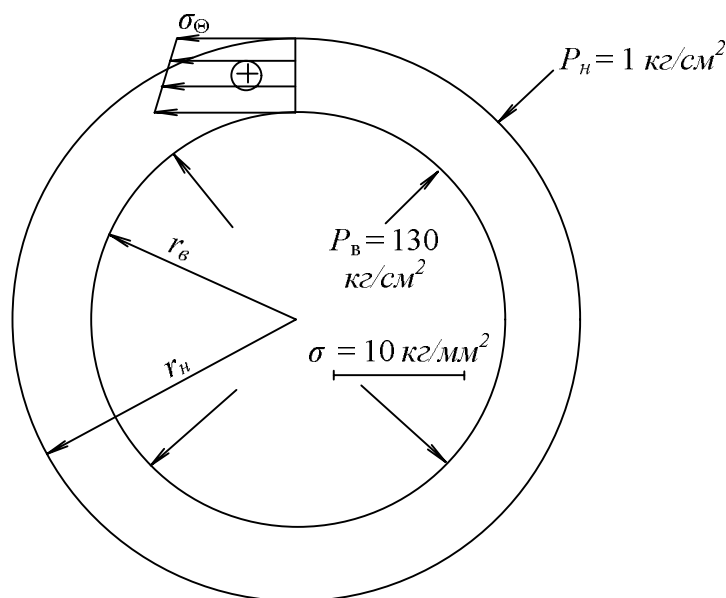


Рис. 4. Эпюра окружных напряжений σ_θ в поперечном сечении барабана, возникающих от действия сил внутреннего давления

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 $\sigma_{\theta\theta} = -12,6 \text{ кгс/мм}^2$ (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:

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

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 ($470 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ на внутренней поверхности барабана и $1451 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ 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 перекося 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 $\sigma_\sigma = 35 \text{ кг/мм}^2$. 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).

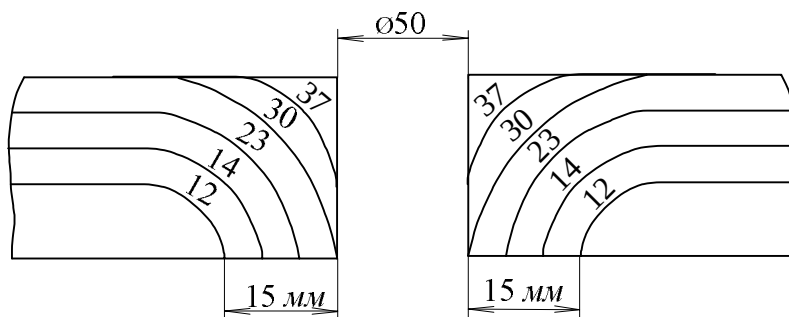


Рис. 5. Распределение окружных напряжений (σ_θ , кг/мм^2) в отверстии барабана
парового котла

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 $1\text{--}1,5\text{ кгс/мм}^2$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кудинов В.А., Карташов Э.М., Калашников В.В. Аналитические решения задач тепломассопереноса 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.*