

УДК 621.311.22

**НАДЕЖНОСТЬ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ****КЕЛБАЛИЕВ Р. Ф.***Азербайджанская Государственная Нефтяная Академия*

Предлагается расчетные уравнения для определения температуры металла вертикально и горизонтально расположенных труб при ухудшенном режиме теплоотдачи, от которой зависит надежность парогенерирующих элементов котла сверхкритического давления.

Повышение мощности паротурбинных тепловых электрических станций (ТЭС) сопровождается увеличением начальных параметров пара. При проектировании и эксплуатации мощных энергетических блоков необходимо решить проблемы увеличения их надежности. Согласно статистическим данным [1-2], около 80% вынужденных остановок энергоблоков ТЭС происходит из-за отказов теплоэнергетических установок, из которых на долю парогенераторов приходится примерно одна треть отказов [2]. Причем основная часть вынужденной остановки парогенераторов сверхкритического давления происходит из-за нарушения температурного режима нижней радиационной части (НРЧ) котла, где происходит фазовый переход теплоносителя. Повреждение экранов парогенераторов сверхкритического давления (СКД) соответствует энтальпии жидкости 1700 – 2100 КДж/кг. По данным [3], в указанном интервале изменении энтальпии при  $q \cdot 10^{-3} / \rho u > 0.7$  происходит процессы ухудшение теплоотдачи, которые сопровождаются ростом температуры металла. Повышение температуры металла, применяемые в современных котлах, до 600 °С приводит к изменению его структуры, а также разрыву экранных труб.

Уместно отметить, что в котлах СКД на внутренних поверхностях наиболее теплонапряженных труб образуется слой отложений, которые способствуют повышению температуры металла. Согласно [2], максимальные загрязнения внутренней и наружной поверхности наблюдаются при энтальпии воды 1750 – 1950 КДж/кг, т.е. в околоскритической области воды, соответствующей зоне большой теплоемкости. С ростом температуры металла интенсифицируется ее коррозия. Эти процессы, как и ухудшенный режим теплоотдачи, зависят от теплового потока, массовой скорости, энтальпии потока и от величины  $q/\rho u$ .

Максимальная температура металла должна быть ниже температуры окалинообразования на наружной поверхности трубы и температуры изменения структуры металла.

Надежность парогенерирующих элементов котла зависит от многих факторов. В частности, она зависит от типа топлива и его сжигания, удаление шлака, наружного загрязнения, окалинообразования, неравномерного распределения тепловыделений в топочной камере и его неустойчивости, внутренних отложений экранных труб, температурных напряжений, возникающих в экранных трубах, наружной высокотемпературной коррозии, гидродинамики потока, тепловой нагрузки, энтальпии теплоносителя, условий теплообмена и другие. Факторы, влияющие на надежность экранных труб котла, условно можно разделить на две группы:

1. Факторы, влияющие на наружную поверхность экранных труб, такие, как процесс горения, окалинообразования, наружное загрязнение, высокотемпературная коррозия и другие.

2. Факторы, влияющие на внутренние поверхности экранных труб, такие, как внутренние отложения, условия теплообмена, массовая скорость и энтальпия потока, тепловосприятие и другие.

Под влиянием этих факторов изменяется температура стенки и ухудшается надежность экранных труб, поэтому первым долгом необходимо знать температурный режим металла. Для повышения надежности парогенераторов при нормальной и частичных нагрузках их работы применяется различные методы снижения температуры стенки. Эффективным способом, при прочих равных условиях и частичных нагрузках, является увеличение массовой скорости в экранных трубах котла и в его элементах, снижение локальных тепловых потоков на НРЧ при условиях соответствующих ухудшенному режиму теплоотдачи.

В данной работе рассматриваются особенности изменений температурного режима металла и его влияния на надежность парогенерирующих элементов энергоустановок.

Многочисленными экспериментальными исследованиями было доказано, что при СКД жидкости наблюдаются нормальные, улучшенные и ухудшенные режимы теплоотдачи с различными характерами изменения температуры стенки.

Согласно работам [2, 3, 5-8], нормальный режим теплоотдачи воды наблюдается при энтальпии  $h < 1000$  КДж/кг. В интервале изменений энтальпии потока от 1000 до 2600 КДж/кг в зависимости от значения величины  $q \cdot 10^{-3}/\rho u$  имеет место улучшение и ухудшение теплоотдачи. При  $q \cdot 10^{-3}/\rho u < 0.7$  и энтальпия потока  $h = 1000 - 2000$  КДж/кг теплоотдача воды улучшается, а при  $h > 2000$  КДж/кг в зависимости от  $q \cdot 10^{-3}/\rho u$  осуществляется переход от улучшенного режима теплоотдачи к ухудшенному. Причем, чем меньше  $q \cdot 10^{-3}/\rho u$ , тем больше значение  $h$ , при котором осуществляется переход от улучшенного к ухудшенному режиму теплоотдачи. В опытах с водой при  $q \cdot 10^{-3}/\rho u > 0.8$  во всех интервалах изменений энтальпии ( $h > 1000$  КДж/кг) имел место только ухудшенный режим теплоотдачи [3]. С точки зрения надежности энергетических оборудований наибольший интерес представляет ухудшенный режим теплоотдачи, который сопровождается ростом температуры металла. Повышение температуры стенки больше допустимого значения влияет на надежность парогенерирующих элементов котла. При номинальной мощности энергоблока это явление наблюдается, в основном, в НРЧ котла, а при частичных нагрузках – в нижней и средней радиационной части котла. Поэтому необходимо знать условия, при которых может возникнуть ухудшенный режим теплоотдачи, а также значения температуры стенки в этом режиме.

Ухудшенный режим теплоотдачи при СКД воды изучен достаточно хорошо [2-3, 5-10]. Было отмечено, что в горизонтально расположенных трубах ухудшение теплоотдачи наблюдается на верхней образующей. Причем, значение коэффициента теплоотдачи на верхней образующей горизонтальной трубы значительно меньше, чем вертикальной трубы, которого можно определить по формуле [3, 7-8]:

$$\alpha_{гор}^{верх} = Y \cdot \alpha_{верт} \quad (1)$$

где величина “Y” зависит от  $h$  и  $q \cdot 10^{-3}/\rho u$ .

Экспериментальные исследования теплоотдачи в вертикальной трубе показывают, что в околоскритической области, соответствующей максимуму теплоемкости, при определенных сочетаниях тепловых и гидродинамических режимов, возникает ухудшение теплообмена. Обобщение экспериментальных данных при ухудшенном режиме теплоотдачи обычными критериальными уравнениями не дают удовлетворительные результаты. В определенном интервале изменений энтальпии

потока и  $q \cdot 10^{-3} / \rho u$  теплоотдача резко ухудшается, и может быть определена, исходя из гидродинамического и теплового режима процесса [9].

Экспериментальные данные, полученные при ухудшенном режиме теплоотдачи, удобно обрабатывать в виде зависимости  $K_1 = f(T_{np})$  и  $K_1 = f(K_2)$  [10]. Здесь

$$K_1 = \frac{\rho_c W_{np}}{\rho u}; K_2 = \frac{q}{\rho u \Delta h_m}; T_{np} = q / \rho u C_{p,j}; W_{np} = q / \rho_c \Delta t \overline{C_p}; \Delta t = (t_c - t_{ж}); \overline{C_p} = (h_c -$$

$h_{ж}) / (t_c - t_{ж})$ .

В графике зависимости  $K_1 = f(T_{np})$  нормальный режим теплоотдачи имеет вертикальный наклон, а ухудшенный – горизонтальный [10]. Для ухудшенного режима теплоотдачи получена зависимость:

$$K_1 = 0.75 \cdot 10^{-3} Pr_{ж}^{0.15} \left( \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u C_{p,j}} \right)^{-0.05}. \quad (2)$$

по значению  $K_1$  определяется температура стенки ( $t_c$ ) или  $h_c$ :

$$h_c = h_{ж} + \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho u}{K_1} \quad (3)$$

Аналогичным образом, из зависимости  $K_1 = f(K_2)$  определяются граничные значения энтальпии потока, при которых наступает ухудшение теплоотдачи:

$$h_{ж}^{gp} = h_m - \frac{q \cdot 10^{-3} / \rho u}{K_2^{gp}}, \quad (4)$$

где  $K_2^{gp}$  определяется по формуле:

$$K_2^{gp} = \left( 0.0032 - 0.0019 \frac{P}{P_{кр}} \right) \exp \left[ \left( 1.21 - 0.556 \frac{P}{P_{кр}} \right) \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right], \quad (5)$$

После наступления ухудшенного режима теплоотдачи наблюдается скачок температуры на определенной длине трубы, т.е. по длине трубы имеется наибольшее значение температуры стенки.

При вычислении максимума температуры металла в формуле (3) значение  $K_1$  следует определить по зависимости [9]:

$$K_1^{min} = 0.048 \cdot 10^{-2} \left( \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \right)^{0.35}. \quad (6)$$

Выше приведенные зависимости получены для вертикально расположенной трубы. При горизонтальном положении трубы наименьшее значения  $\alpha$  определяется по формуле (1), в которой величина “У” вычисляется по зависимости:

$$Y = AZ^4 + BZ^3 - CZ^2 + DZ + F, \quad (7)$$

где

$$A = (1.172Q^3 - 1.822Q^2 - 0.902Q - 0.172) \cdot 10^{-3};$$

$$B = (7.63Q^2 - 4.75Q^3 - 3.87Q + 0.76) \cdot 10^{-2};$$

$$C = 1.235Q^2 - 0.756Q^3 - 0.642Q + 0.125;$$

$$D = 9.036Q^2 - 0.556Q^3 - 4.819Q + 0.9;$$

$$F = 14.155Q^3 - 22.98Q^2 - 12.17Q - 1.63;$$

$$Q = \frac{q \cdot 10^{-3}}{\rho u} \text{ и } Z = 0.0119h - 11.$$

При проектировании и эксплуатации теплоэнергетических установок задаются тепловой поток, расход жидкости ( $\rho u$ ) и ее температура (или  $h$ ). По предложенным зависимостям предварительно можно определить изменение температуры стенки и прогнозировать надежности парогенерирующих элементов энергетической установки. Например, требуется определить температуры стенки при вертикально и горизонтально

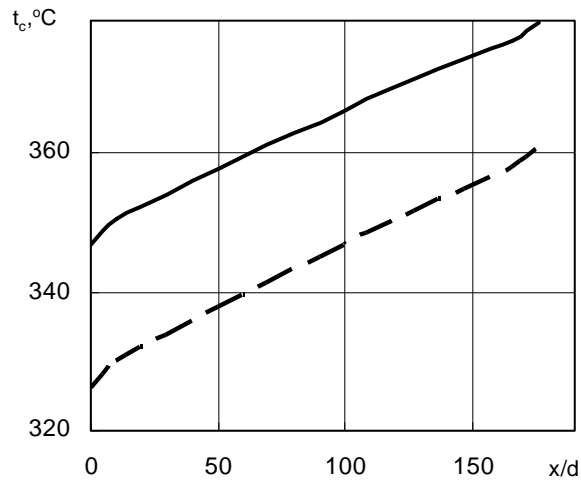


Рис.1 Изменение температуры стенки и жидкости по длине вертикальной трубы для воды при  $q = 0.1375 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\rho u = 430$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и  $h_{жс}^{ex} = 1476$  КДж/кг. сплошная линия – температура стенки пунктирная линия – температура жидкости.

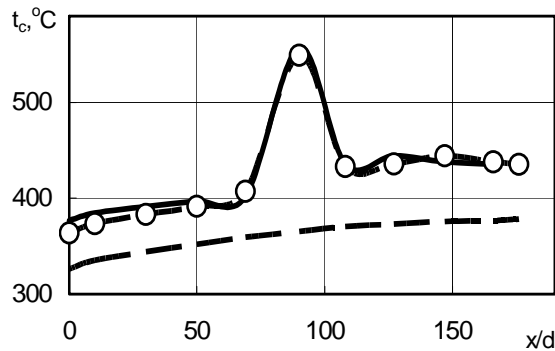


Рис.2 Изменение температуры стенки и жидкости по длине вертикальной трубы для воды при  $q = 0.275 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\rho u = 430$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и  $h_{жс}^{ex} = 1476$  КДж/кг. сплошная линия – расчетное значение температуры стенки, пунктирная линия – экспериментальное значение температуры стенки [6], штрих пунктирная линия – температура жидкости.

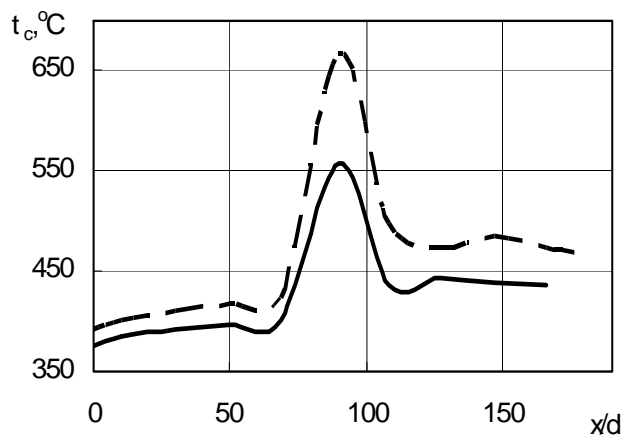


Рис.3 Изменение температуры стенки по длине вертикальной и горизонтальной трубы для воды при  $q=0.275 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\rho u=430$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и  $h_{жс}^{ex}=1476$  КДж/кг. сплошная линия – вертикальная труба, пунктирная линия – верхняя образующая горизонтальной трубы.

расположенных парогенерирующих трубах диаметром  $d_b = 8$  мм и длиной  $l = 1500$  мм, и прогнозировать их надежность, при  $P = 24$  МПа,  $q = 0.1375 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\rho u = 430$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и  $h_{ж}^{ex} = 1476$  КДж/кг и  $P = 24$  МПа,  $q = 0.275 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\rho u = 430$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и  $h_{ж}^{ex} = 1476$  КДж/кг.

Кривые изменения температуры стенки и жидкости при  $q = 0.1375 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, представленные на рис.1, показывают, что в указанных условиях имеет место нормальный режим теплоотдачи и аномальные явления не наблюдаются. При этом температуры стенки и жидкости по длине трубы изменяются линейно и не превышают 400 °С, т.е. не представляют опасности с точки зрения надежности аппарата.

Расчет температуры стенки вертикально расположенной трубы, проведенный при  $q = 0.275 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> и представленный на рис.2, свидетельствует о том, что на расстоянии  $x/d = 90$  от входа в трубу должно возникнуть ухудшение теплоотдачи с резким возрастанием температуры стенки ( $t_c \approx 550$  °С), что вызывает опасность по надежности работы парогенерирующих элементов аппарата.

Аналогично, расчет, проведенный для горизонтально расположенной трубы и представленный на рис. 3, показывает, что в рассматриваемом случае температура металла на верхней образующей будет превышать 650 °С, т.е. приблизительно на 100 °С больше, чем на вертикальной трубе.

В заключение отметим, что предложенные методы дают возможность определить по заданным режимным параметрам ( $q$ ,  $\rho u$ ,  $h$ ) условия нормального режима работы парогенерирующих аппаратов и сохранить их надежность

## ОБОЗНАЧЕНИЯ

$d$  – диаметр трубы, мм;  $C_p$  – теплоемкость, КДж/кг·°С;  $h$  – энтальпия, КДж/кг;  $h_m$  – энтальпия, соответствующая максимуму теплоемкости при  $P > P_{кр}$ , КДж/кг;  $l$  – длина, м;  $P$  – давление, МПа;  $Pr$  – числа Прандтля;  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $T$ ,  $t$  – температура, К, °С;  $t_m$  – температура, соответствующая максимуму теплоемкости при  $P > P_{кр}$ , °С;  $W_{пр}$  – приведенная скорость, м/с;  $u$  – скорость течения, м/с;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho u$  – массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup>·с);

Индексы:  $v$  – внутренний,  $vert$  – вертикальная,  $верх$  – верхняя,  $гр$  – граничное,  $гор$  – горизонтальная,  $ж$  – жидкость,  $кр$  – критическое,  $пр$  – приведенная,  $с$  – стенка.

1. *Иофе И. Л.* Работа энергетических блоков мощностью 300 МВт. // Теплоэнергетика, 1973, №6. С. 74-76.
2. *Орнатский А. П., Дашкиев Ю. Г., Перков В. Г.* Парогенераторы сверхкритического давления. Киев. Изд. «Вища школа» 1980, 285 с.
3. *Локишин В. А., Петерсон Д. Ф., Шварц А. Л.* Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод), М.: Энергия, 1978, 255 с.
4. *Прокопенко А. Г., Мысак И. С.* Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС. М.: Энергоатом. Издат. 1990, С. 316.
5. *Вихрев Ю. В., Барулин Ю. Д., Коньков А. С.* Исследование теплообмена в вертикальных трубах при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика, 1967, №9, С. 80-82.
6. *Шицман М. Е.* Ухудшение режима теплоотдачи при закритических давлениях // ТВТ, 1963, т.1, №2, С. 267-275.
7. *Вихрев Ю. В., Локишин В. А.* Экспериментальное исследование температурного режима горизонтальных парогенерирующих труб при сверхкритических давлениях // Теплоэнергетика, 1964, №2, С. 79 – 82.

8. *Вихрев Ю. В., Коньков А. С., Сеницин Н. Т.*, Температурный режим горизонтальных труб при сверхкритическом давлении // Электрические станции, 1970, №7, С. 35 – 38.
9. *Калбалиев Ф. И.* Теплоотдача при сверхкритических давлениях вещества (ароматические углеводороды): Дис. ... д-ра техн. наук. Баку, 1985, 414с.
10. *Келбалиев Р.Ф., Рзаев М.А., Байрамов Н.М., Ашурова У.И.* Теплоотдача при сверхкритических давлениях ароматических углеводородов. Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену. - М.: Изд. МЭИ, 2002.- Т.2.-С.167-169.

## **İSTILIK ELEKTRİK STANSİYALARIN KRITIKDƏN YÜKSƏK TƏZYIQLI BUXARGENERATORININ ETİBARLIĞI**

**KƏLBƏLİYEV R.F.**

Şaquli və üfiqi vəziyyətdə olan borularda istilikvermənin pisləşmiş rejimində metalın temperaturunu təyin etmək üçün hesabat tənlikləri verilir. Kritikdən yüksək təzyiqlərdə işləyən qazanların buxarlandırıcı elementlərinin etibarlığı bu temperaturdan asılıdır. Qazanları layihə edəndə və onların istismarında metalın etibarlığına təsir edən temperaturu əvvəlcədən təyin etmək olar.

## **RELIABILITY OF STEAM GENERATORS OF SUPERCRITICAL PRESSURE IN THERMAL POWER PLANTS**

**KELBALIEV R. F.**

The equations for definition the temperature of a metal at a deteriorated mode of heat transfer in the vertically and horizontal the located tube are given. Reliability the elements of evaporator of the boiler of supercritical pressure depends from it.