

## **ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В ПГВ-1000М.**

Мирский Ю.С. Науковий керівник – проф. каф. “Атомних електростанцій”, докт. техн. наук, Киров В.С.  
УДК 621.18

В.С. Киров, Ю.С. Мирский  
Исследование и модернизация системы подачи питательной воды в парогенераторе ПГВ-1000М. В работе проведено расчетное исследование работы ПГВ при равномерной раздаче питательной воды по длине ПГВ, и обоснована целесообразность модернизации системы подачи питательной воды в ПГВ-1000М на примере 4-го энергоблока Запорожской АЭС.

V.S. Kirov, Y.S. Mirskiy  
The scientific research and modernization of the feeding water system in steam generator PGV-1000M. In the work the scientific research of the operation of the PGV-1000M upon distribute feeding water evenly was carried out, and practicability of modernization of the feeding water system in steam generator PGV-1000M (on an example 4-th unit of the ZAES) was proved.

В ПГВ-1000М по проекту предусмотрено равномерное распределение питательной воды между пакетами труб по длине ПГВ. Опыт эксплуатации этих ПГВ показал [1], что генерация пара по длине парогенератора не равномерна. Справа (горячая сторона ПГВ) пара генерируется больше, чем слева. В результате этого слой котловой воды в горячей части ПГВ имеет более высокий уровень (вспенивание котловой воды). Это ухудшает качество пара (повышенный унос влаги) и приводит к неравномерной по длине ПГВ паровой нагрузке поверхности теплообмена.

Нами, в рамках магистерской работы, проведено расчетное исследование работы ПГВ при равномерной раздаче питательной воды по длине ПГВ.

Для исследования была составлена математическая модель теплогидравлических процессов, протекающих в ПГВ, состоящая из 11 уравнений тепловых балансов, теплопередачи и циркуляции парожидкостной смеси в элементарных участках ПГВ. Таких участков было

по 10 штук с каждой стороны ПГВ.

Рассмотрим систему уравнений для элементарного участка ПГВ.

Уравнения тепловых балансов испарительной и экономайзерной зон можно представить в виде [2]:

$$Q_{\text{и}} = D_{\text{п}} \cdot r = G_{\text{тн}} \cdot (h_{\text{тн}}^{\text{вх}} - h_{\text{тн}}^3) \quad (1)$$

$$Q_{\text{э}} = D_{\text{п}} \cdot (h' - h_{2\text{ц}}) = G_{\text{тн}} \cdot (h_{\text{тн}}^3 - h_{\text{тн}}^{\text{вхк}}) \quad (2)$$

где  $Q_{\text{и}}$  - количество тепла, переданного от теплоносителя рабочему телу в испарительной зоне;  $Q_{\text{э}}$  - количество тепла, переданного от теплоносителя рабочему телу в экономайзерной зоне;  $D_{\text{п}}$  - количество генерируемого пара;  $r$  - скрытая теплота парообразования;  $G_{\text{тн}}$  - расход теплоносителя (он одинаков для всех элементарных участков);  $h_{\text{тн}}^{\text{вх}}$  - энтальпия теплоносителя на входе в ПГ;  $h_{\text{тн}}^3$  - энтальпия теплоносителя на входе в экономайзерную зону;  $h_{\text{тн}}^{\text{вхк}}$  - энтальпия теплоносителя на выходе из ПГ.

Уравнение циркуляции котловой воды в межтрубном пространстве имеет вид [2]:

$$k_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} = h_{\text{тв}} + (k_{\text{ц}} - 1) \cdot h \quad (3)$$

$k_{\text{ц}}$  - кратность циркуляции контура;  $h_{\text{ц}}$  - энтальпия рабочего тела при смешении питательной воды с водой контура естественной циркуляции;  $h_{\text{тв}}$  - энтальпия питательной воды;  $h'$  - энтальпия питательной воды на линии насыщения.

Уравнения теплопередачи для испарительной и экономайзерной зон запишем как [2]:

$$F_{\text{э}} \cdot K_{\text{э}} \cdot \Delta t_{\text{э}} = Q_{\text{э}} \quad (4)$$

$$F_{\text{и}} \cdot K_{\text{и}} \cdot \Delta t_{\text{и}} = Q_{\text{и}} \quad (5)$$

где  $F_{\text{э}}$ ,  $F_{\text{и}}$  - площади соответственно экономайзерной и испарительной зон;  $K_{\text{э}}$ ,  $K_{\text{и}}$  - коэффициенты теплопередачи для экономайзерной и испарительной зон;  $\Delta t_{\text{э}}$ ,  $\Delta t_{\text{и}}$  - среднелогарифмический температурный напор для экономайзерной и испарительной зон.

Коэффициенты теплопередачи для экономайзерной и испарительной зон, используемые в уравнениях (4), (5), представим в упрощенном виде [2]:

$$K_{\text{э}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{э}1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{э}2}}} \quad (6)$$

$$K_{\text{и}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{и}1}} + \frac{d_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{и}2}}} \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{э}1}$ ,  $\alpha_{\text{и}1}$  - коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке для экономайзерной и испарительной зон;  $\alpha_{\text{э}2}$ ,  $\alpha_{\text{и}2}$  - коэффициенты теплоотдачи от стенки к рабочему телу для экономайзерной и испарительной зон;  $\lambda_{\text{ст}}$  - теплопроводность материала поверхности теплообмена;  $\delta_{\text{ст}}$  - толщина стенки поверхности теплообмена.

Среднелогарифмический температурный напор для

экономайзерной и испарительной зон определяется как [2]:

$$\overline{\Delta t_3} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (8)$$

$$\overline{\Delta t_n} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (9)$$

где  $\Delta t_6$ ,  $\Delta t_m$  -соответственно большая и меньшая разность температур греющей и нагреваемой среды.

Коэффициенты теплоотдачи, входящие в (6), (7), определяются из:

$$\alpha_{s1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{тн}}{d_{тн}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10)$$

$$\alpha_{n1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{тн}}{d_{тн}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11)$$

$$\alpha_{s2} = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (T_s - 373)} \cdot \left( \frac{Q_s}{F_s} \right)^{0,7} \quad (12)$$

$$\alpha_{n2} = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (T_s - 373)} \cdot \left( \frac{Q_n}{F_n} \right)^{0,7} \quad (13)$$

где  $T_s$  - температура питательной воды на линии насыщения;  
 $\lambda_{тн}$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя;

$d_{тн}$  - внутренний диаметр трубок поверхности теплообмена;

$Re$  - число Рейнольдса при параметрах теплоносителя;

$Pr$  - число Прандтля при параметрах теплоносителя.

Температура стенки труб определяется как:

$$t_{ст} = t_{тн}^3 - \overline{\Delta t_3} \cdot K_3 \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{s1}} + \frac{d_{ст}}{\lambda_{ст}} \right) \quad (14)$$

Необходимо отметить, что сумма площадей теплообмена испарительной и экономайзерной зон для каждого из расчетных участков будет одинаковой, и равна:

$$F_n + F_s = \frac{F_\Sigma}{n} \quad (15)$$

где  $F_\Sigma$  - общая площадь поверхности теплообмена;  $n$  - количество исследуемых участков.

Представленная математическая модель была реализована на ЭВМ с использованием среды программирования Borland Delphi-6.

Исходными данными в расчетной программе являются геометрические размеры поверхности теплообмена (площадь, количество трубок, диаметр и толщина стенки), давление в корпусе ПГВ, давление и температура теплоносителя на входе в ПГВ, а также кратность циркуляции. Помимо этого возможно изменение количества расчетных участков для каждой из сторон ПГВ.

Исходные величины имеют следующие численные значения:

Расход теплоносителя в ПГ 4100 кг/с;

Давление теплоносителя на входе в трубки ПГ 15,7 МПа;  
 Температура теплоносителя на входе в ПГ 320 °С;  
 Полная площадь поверхности теплообмена 6115 м<sup>2</sup>;  
 Давление пара (котловой воды) в ПГ 6,3 МПа;  
 Температура питательной воды 220 °С;  
 Количество трубок 11000 шт.;  
 Диаметр и толщина стенки 16×1,5 мм;  
 Эквивалентная шероховатость трубок 0,002 мм.

Расчет теплообмена на каждом из участков производится методом последовательного приближения.

Порядок расчета теплогидравлических показателей элементарного участка теплообмена в ПГВ следующий: задаются температуры на выходе из испарительной и экономайзерной зоны, далее из уравнений теплопередачи определяются площади этих зон и их тепловая нагрузка, после чего с помощью уравнений тепловых балансов уточняются принятые температуры. Параллельно с этим производится расчет потерь давления теплоносителя.

По результатам проведенных исследований был построен график зависимости расхода генерируемого пара от кратности циркуляции, представленный на рис. 1

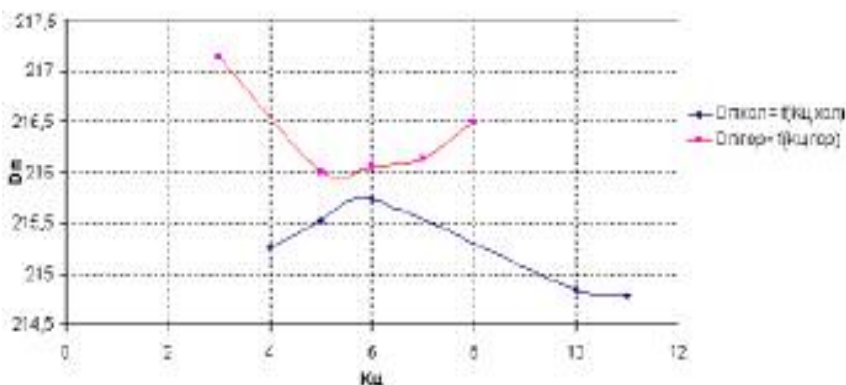


Рис.1.График зависимости расхода генерируемого пара от кратности циркуляции.

Данные, по которым был построен график сведены в табл.1  
Таблица 1.

Зависимость расхода генерируемого пара от кратности циркуляции.

Кратность циркуляции в холодной стороне ПГВ	4	5	6	10	11
Расход генерируемого пара в холодной стороне ПГВ, кг/с	215,25	215,53	215,73	214,84	214,78

Кратность циркуляции в горячей стороне ПГВ	3	5	6	7	8
Расход генерируемого пара в горячей стороне ПГВ, кг/с	217,13	216,01	216,05	216,13	216,49

Из полученных результатов видно, что при равномерной раздаче питательной воды по длине ПГВ (наивысшая разница в Кц ) производство пара в левой и правой частях ПГВ отличается. Из этого же графика видно, что для снижения разницы в производстве пара между левой и правой частью ПГВ, следует уменьшать разницу между числами Кц в левой и правой части.

При реализации этого предложения будет иметь место перераспределение кратности циркуляции, причем как видно из графика – наиболее оптимальным будет распределение подачи питательной воды таким образом, чтобы в правой и левой части ПГВ средняя кратность циркуляции была примерно равна 6.

Для этого следует перераспределить количество подаваемой питательной воды в левую и правую часть ПГВ.

В идеальном случае желательно изменить количество подаваемой воды в каждой опускной трубе по мере охлаждения теплоносителя. В связи с тем, что это технически очень сложно реализовать, принято решение [1] заглушить четыре опускные трубы в правом конце раздаточного коллектора и добавить, соответственно, четыре опускные трубы в левом конце раздаточного коллектора. Это равноценно тому, что в левую часть ПГВ на 40% меньше питательной воды, чем это было предусмотрено проектом, а в правую часть ПГВ, соответственно на 40% больше. При этом кратность циркуляции слева в среднем возрастает, а справа уменьшается. Как показали расчеты, в этом случае разница между расходом генерируемого пара в левой части, и расходом генерируемого пара в правой части будет минимальная, а следовательно будет более равномерно распределена паровая нагрузка по поверхности теплообмена и тем самым улучшено качество пара (за счет уменьшения уноса влаги).

На основании расчетного анализа теплогидравлических процессов в ПГВ, можно сделать следующие выводы:

В проектном решении распределения питательной воды по длине ПГВ имеет место неравномерность генерации пара в левой и правой части, разность температуры теплоносителя на входе в холодный коллектор слева и справа, неодинаковая напряженность поверхности теплообмена и неравномерность распределения Кц в левой и правой части ПГВ.

Для ликвидации этих недостатков необходимо перераспределить подачу питательной воды по длине ПГВ с целью выравнивания Кц слева и справа.

Это практически реализовано в предложениях, которые внедрены на ЗАЭС [1].

Литература.

Итоговый отчет о модернизированной системе водопитания и продувки ПГВ-1000М 4-го блока ЗАЭС.

Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. М.: Атомиздат, 1980.