

<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2020-13-4-290-295>

УДК 621.165

Экспериментальные исследования изменения уровня и нагрева основного конденсата в ПНД смешивающего типа

Сухорукова Е. А., Трифонов Н. Н., Колпаков С. П.*

Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (ОАО «НПО ЦКТИ»)
Атаманская ул., д. 3/6, 191167, Санкт-Петербург, Россия

Поступила / Received 20.08.2020

Принята к печати / Accepted for publication 24.11.2020

В тепловых схемах отечественных паровых турбин широкое применение нашли подогреватели низкого давления (ПНД) смешивающего типа с безнапорным струйным водораспределением и противоточным движением воды и пара. Выбор противоточного варианта движения сред обеспечивает максимально эффективный теплообмен. Однако, до настоящего времени актуальна техническая проблема обеспечения надежной работы ПНД во всем диапазоне расчетных нагрузок энергоблоков ТЭС и АЭС.

В процессе пусконаладочных работ и эксплуатации ПНД смешивающего типа турбин 800÷1200 МВт ТЭС и АЭС выявилось наличие металлических стуков в зоне обратного клапана, гидроударов в отсеке нагрева. Априорно указанные явления указывали на конструктивные недостатки ПНД или производственные дефекты при их изготовлении. Проведенные НПО ЦКТИ исследования показали, что периодические гидроудары в отсеке нагрева и металлические стуки происходят в следствие неравномерности распределения по окружности основного конденсата и подачи пара. Это приводит к поломке обратного клапана и разрушению перфорированных тарелок и нерасчетному нагреву воды в объеме кольцевой водяной камеры ПНД. Для выяснения причин возникших разрушений, разработки рекомендаций по реконструкции аппаратов и дальнейшего учета при проектировании были проведены две серии экспериментальных исследований на подогревателях смешивающего типа турбоагрегатов 800 МВт ПНСВ-2000-1 и ПНСВ-2000-2, изготовленных на ТКЗ «Красный котельщик». Цель экспериментальных исследований — определение изменения уровня воды в водяной камере и нагрева основного конденсата в элементах отсека нагрева при работе энергоблока в штатном режиме на нагрузках 400÷850 МВт. По результатам исследований уточнена методика расчета ПНД смешивающего типа с учетом выявленной неравномерности нагрева воды в водяной камере, разработаны и внедрены рекомендации по их реконструкции.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ПНД смешивающего типа, неравномерность нагрева воды, экспериментальные исследования, методика расчета, рекомендации по реконструкции ПНД

Адрес для переписки:

Колпаков С. П.

ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»)
ул. Атаманская, 3/6, 191167, г. Санкт-Петербург, Россия,
e-mail: KolpakovSP@ckti.ru

Address for correspondence:

Kolpakov S. P.

Joint Stock Company «I. I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment» (JSC «NPO CKTI»)
3/6, Atamanskaya Str., Saint-Petersburg, Russia, 191167
e-mail: KolpakovSP@ckti.ru

Для цитирования:

Сухорукова Е. А., Трифонов Н. Н., Колпаков С. П. Результаты экспериментальных исследований изменения уровня и нагрева основного конденсата в ПНД смешивающего типа, уточнение методики их расчета и рекомендации по реконструкции. Надежность и безопасность энергетики. 2020. – Т. 13, №4. – С. 290–295.
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2020-13-4-290-295>

For citation:

Sukhorukova E. A., Trifonov N. N., Kolpakov S. P. [Results of experimental studies of changes in the level and heating of the main condensate in mixing-type LPH] *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki = Safety and Reliability of Power Industry*. 2020. vol. 13, no. 4, pp. 290–295 (in Russian).
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2020-13-4-290-295>

Results of experimental studies of changes in the level and heating of the main condensate in mixing-type LPH

Sukhorukova E. A., Trifonov N. N., Kolpakov S. P.*

*Joint Stock Company «I. I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment»
(JSC «NPO CKTI»)*

3/6, Atamanskaya Str., Saint- Petersburg, Russia, 191167

In the thermal circuits of domestic steam turbines, mixing-type low-pressure heaters (LPH) with free-flow jet water distribution and counter-flow of water and steam are widely used. The choice of the counterflow variant of the media movement ensures the most efficient heat transfer. However, the technical problem of ensuring reliable operation of LPH in the entire range of design loads of TPP and NPP power units is still relevant.

During the commissioning and operation of mixing-type LPH in 800÷1200 MW turbines of TPP and NPP, the presence of metal knocks in the zone of the check valve, hydraulic shocks in the heating section were revealed. A priori, these phenomena indicated design flaws in LPH or manufacturing defects in their production. Research carried out by NPO CKTI specialists showed that periodic hydraulic shocks in the heating section and metal knocks occur as a result of uneven distribution around the circumference of the main condensate and steam supply. This leads to a breakdown of the check valve and the destruction of perforated plates and off-design heating of water in the volume of the annular LPH water chamber. To clarify the causes of the damage, develop recommendations for the reconstruction of the apparatus and further account for the design, two series of experimental studies were carried out on mixing-type heaters of 800 MW turbine units PNSV-2000-1 and PNSV-2000-2 manufactured at PJSC Krasny Kotelshchik. The purpose of the experimental studies was to determine the change in the water level in the water chamber and the heating of the main condensate in the elements of the heating compartment during normal operation of the power unit at loads of 400÷850 MW. Based on the results of the research, the method for calculating the mixing-type LPH has been refined, taking into account the revealed non-uniformity of water heating in the water chamber, recommendations for their reconstruction have been developed and implemented.

KEYWORDS: mixing-type LPH, uneven water heating, experimental studies, calculation method, recommendations for the reconstruction of LPH

Принципиальная конструкция ПНД смешивающего типа с безнапорным струйным водораспределением, работающего в схеме турбоагрегатов К-200-130, К-300-240, К-500-240, К-800-240, К-1000-60/3000, представлена на рисунке 1. Основные узлы подогревателя: паровая камера 1, нагревательный отсек 2, конденсатосборник 3 и перегородка 4. В паровой камере расположены патрубки подвода греющего пара 5. На патрубках установлены обратные паровые клапаны 6. Паровая камера соединена с нагревательным отсеком центральной паровой трубой 7. В нагревательном отсеке расположены водоприемное устройство в виде кольцевой камеры 8, патрубок подвода пара для предварительного нагрева 9 и водораспределительное устройство в виде двух кольцевых перфорированных тарелок 10 и 11. При этом верхняя тарелка 10 совмещена с дном водоприемной камеры. В нагревательном отсеке расположен также приемный патрубок линии аварийного перелива 12. На перегородке 4 имеются уравнительные патрубки 13, конус слива нагретого конденсата 14 в барботажное устройство 15 с патрубком подвода горячего теплоносителя 16. Подвод пара от коллектора собственных нужд для предварительного нагрева и деаэрации конденсата осуществляется через патрубок 17. Потоки основных рабочих тел в аппарате показаны на рисунке стрелками.

В аппарате предусмотрены следующие средства защиты турбины от поступления воды из подогревателя:

1. Патрубок аварийного слива конденсата из отсека нагрева в конденсатор через безарматурный гидрозатвор.
2. Перегородка, отделяющая отсек нагрева от отсека сбора конденсата.
3. Гравитационная сепарация вскипающего на перегородке конденсата за счет выноса отсека нагрева от перегородки до патрубка подвода пара.
4. Обратный паровой клапан, исключающий мгновенный большой расход обратного потока пара.
5. Система защиты от повышения уровня в отсеке нагрева выше допустимой величины путем подачи сигнала на останов насосов первой ступени.

Подвод воды в водяную камеру осуществляется через один или два патрубка, снабженные гидрозатвором. Далее вода поступает в кольцевую водяную камеру. Наличие гидрозатвора исключает поступление пара в патрубок и гидроудары в нем при частичных нагрузках. Далее вода струями сливается вниз на нижнюю перфорированную тарелку и поступает на перегородку образуя второй ряд струй. Величина нагрева в водяной камере определяется по формуле, полученной по результатам испытаний модели в ЦКТИ и приведенной в [1]:

$$\Delta t = \frac{Q}{R \cdot F} \quad (1)$$

где: Δt — температурный напор;

F — площадь поверхности контакта теплообменивающихся сред;

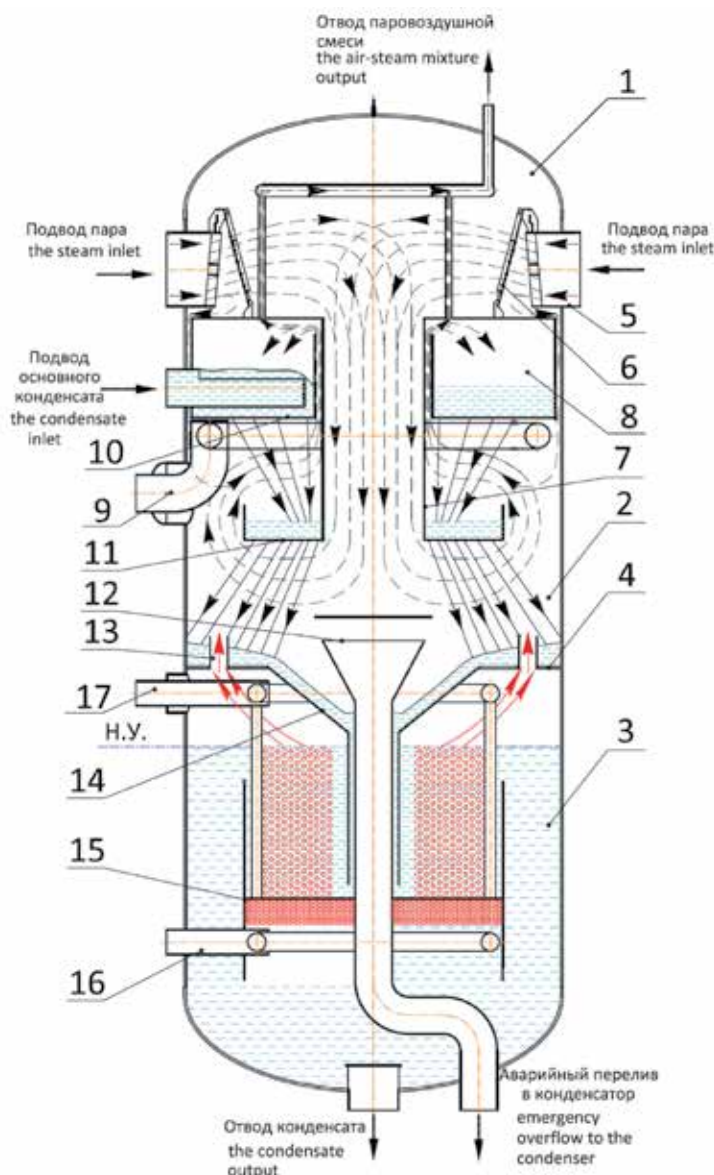


Рисунок 1. Подогреватель смешивающего типа с безнапорным струйным водораспределением

Figure 1. Mixing type heater with non-pressure water jet distribution

Q — количество переданной тепловой энергии;
 R — коэффициент теплопередачи при конденсации пара на поверхности.

В [1–3] нагрев конденсата паром в водяной камере рекомендовано принимать равным 1°C . Кроме того, в работах, выполненных совместно ВТИ и ЦКТИ до 2000 г., нагрев конденсата в струях для ПНД рекомендовано определять по формуле:

$$lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = 0,053 \frac{l}{Pr^{0,62}} \sqrt{\left(\frac{W_n}{W_k}\right)^2 \frac{\rho_n}{\sigma_k d}}, \quad (2)$$

где: t_n — температура насыщенного греющего пара при давлении на входе в струйный пучок;
 t_1, t_2 — температура воды в начале и конце пучка струй;
 W_n, W_k — средняя скорость пара в пучке струй и скорость воды в начале струи;

σ_k и P_r — коэффициент поверхностного натяжения и критерий Прандтля для воды на линии насыщения;
 ρ_n — плотность пара.

Формула (2) получена экспериментально при поперечном движении потока пара и пучка струй при следующих условиях: давление пара в подогревателе $P_n = 100 \div 130$ кПа, начальная скорость воды в струе $W_k = 0,8 \div 1,7$ м/с, диаметр струи $d = 2 \div 15$ мм, ее длина $0,2 \div 0,7$ м, динамический напор парового потока на входе в пучок струй $\rho_n \cdot W_n^2 = 4 \div 60$ кг/м².

Эффективность теплообмена зависит от скорости потока пара: чем выше скорость пара, тем эффективнее теплообмен и тем меньше габариты аппарата и тем больше угол отклонения струй от вертикального положения.

Расчеты по вышеприведенным зависимостям и результаты опытов ВТИ и ЦКТИ показали, что 90–95% пара конденсируется на первом (верхнем) ряду струй.

При увеличении расхода воды, в частности, при работе трех насосов первой ступени растет расход и скорость пара. Это может привести к захвату капель воды из нижнего ряда струй и их попаданию на нижнюю тарелку. Увеличение расхода воды, пара и циркуляция воды из нижнего ряда струй на верхний сопровождается переполнением второй тарелки и переливом воды через борт. Это приводит к дополнительному «перекрытию» проходного сечения в кольцевом зазоре аппарата и увеличению скорости встречного потока пара. Таким образом, создаются условия для захвата влаги потоком пара и, как следствие, гидроударов.

Неравномерное по окружности распределение расхода воды и связанный с этим расход пара приводят к местному переполнению нижней тарелки и гидроударам.

Для обеспечения допустимых скоростей движения пара необходимо увеличить площадь проходного сечения для набегающего потока в нижнем ряду струй и в кольцевом зазоре между бортом нижней тарелки и корпусом аппарата. Таким образом, снижение скорости движения пара до допустимых значений приводит к увеличению габаритов аппарата.

В процессе пуска наладочных работ и опыта эксплуатации ПНД смешивающего типа турбин 800–1200 МВт ТЭС и АЭС выявилось наличие металлических стуков в зоне обратного клапана, гидроударов в отсеке нагрева. Это приводит к поломке обратного клапана и разрушению перфорированных тарелок.

Для выяснения причин возникших разрушений, разработки рекомендаций по реконструкции аппаратов и дальнейшего учета при проектировании, были проведены две серии экспериментальных исследований на подогревателях смешивающего типа турбоагрегатов 800 МВт ПНСВ-2000-1 и ПНСВ-2000-2, изготовленных на ТКЗ «Красный котельщик». Цель экспериментальных исследований — определение изменения уровня воды в водяной камере и нагрева основного конденсата в элементах отсека нагрева (в водяной камере, в первом и во втором пучке струй, на второй перфорированной тарелке) при работе энергоблока в штатном режиме на нагрузках 400–850 МВт.

Для проведения исследования была разработана и смонтирована экспериментальная схема измерения температуры конденсата в водяных камерах ПНД-1 и ПНД-2. Расположение точек измерения температуры (Т.1, Т.2, Т.3) приведено на рисунке 2.

Специальные термозонды устанавливались в трех точках по окружности (Т.1, Т.2, Т.3) в водяной камере, под нижней тарелкой и в конденсатосборнике. Для обеспечения достаточной точности измерений, предварительно проведена индивидуальная градуировка термозондов. Для измерения уровня установлены указательные колонки на водяной камере. При экспериментальных исследованиях использовались также штатные контрольно-измерительные приборы с погрешностью измерения расхода 0,3%, давления 0,5%, температуры 0,6%.

В первой серии опытов на ПНД-1, 2 были выявлены автоколебания и металлический стук обратных паровых клапанов, гидроудары в отсеке нагрева, увеличение содержания кислорода на выходе из ПНД-1 с 30 до 350 мкг/л, недостаточно эффективная деаэрация в ПНД-2; снижение содержания кислорода с 350 до 140 мкг/л при мощности турбоустановки 80÷100% от $N_{ном}$.

Нагрев основного конденсата в ПНД-1 в зависимости от нагрузки энергоблока составил 20–27°C, из них: в водяной камере 2–3°C, в верхнем струйном пучке 11–15°C, в нижнем струйном пучке 7–9°C. Неравномерность нагрева конденсата по окружности в водяной камере составляет до 1,5°C, на нижней тарелке до 2°C.

Нагрев основного конденсата в ПНД-2 при номинальной мощности турбоустановки составил 43°C, из них: в водяной камере 6°C, в верхнем

струйном пучке 23°C, в нижнем струйном пучке 11°C, в конденсатосборнике 3°C. Неравномерность нагрева по окружности в водяной камере достигает 4,3°C.

На рисунках 3, 4 приведены графики изменения нагрева основного конденсата по окружности водяных камер ПНД-1 и ПНД-2 в зависимости от нагрузки энергоблока. В ПНД-1 нагрев основного конденсата варьируется в интервале от 4 до 14°C в зависимости от нагрузки энергоблока. В ПНД-2 максимальный нагрев основного конденсата составляет до 16°C (в зоне патрубков подвода греющего пара), минимальный нагрев 3°C — в противоположной точке.

Уровень воды в водяных камерах ПНД-1 и ПНД-2 составляет примерно 250–300 мм при нагрузках турбоустановки до 75% $N_{ном}$. При нагрузках, близких к номинальной, уровень воды интенсивно поднимается и достигает верхнего среза внутренней стенки водяной камеры. Начинается перелив воды через стенку, что



Рисунок 2. Расположение точек измерений температуры (Т.1, Т.2, Т.3) в водяной камере относительно трубопроводов подвода пара и конденсата: а) ПНД-1, б) ПНД-2, вид сверху
Figure 2. Location of temperature measurement points (Т.1, Т.2, Т.3) in the water chamber relative to the steam and condensate supply pipelines: а) LPH-1 (low-pressure heater), б) LPH-2, top view

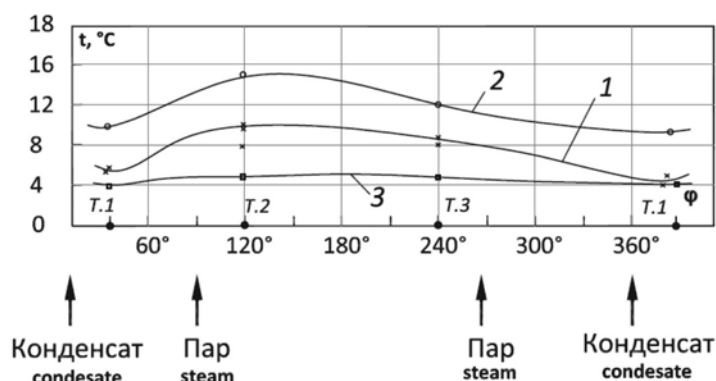


Рисунок 3. ПНД-1. Нагрев конденсата в водяной камере по развертке окружности при следующих мощностях и общих нагревах воды Δt : 1. $N = 840$ МВт, $\Delta t = 28^\circ\text{C}$; 2. $N = 820$ МВт, $\Delta t = 30^\circ\text{C}$; 3. $N = 540$ МВт, $\Delta t = 26^\circ\text{C}$

Figure 3. Condensate heating in a water chamber along a circular sweep at the following capacities and total water heating Δt : 1. $N = 840$ МВт, $\Delta t = 28^\circ\text{C}$; 2. $N = 820$ МВт, $\Delta t = 30^\circ\text{C}$; 3. $N = 540$ МВт, $\Delta t = 26^\circ\text{C}$

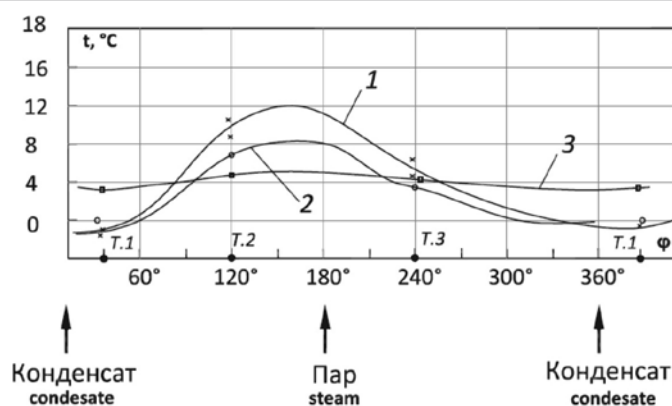


Рисунок 4. ПНД-2. Нагрев конденсата в водяной камере по развертке окружности при следующих мощностях и общих нагревах воды Δt : 1. $N = 850$ МВт, $\Delta t = 42^\circ\text{C}$; 2. $N = 810$ МВт, $\Delta t = 39^\circ\text{C}$; 3. $N = 540$ МВт, $\Delta t = 34^\circ\text{C}$

Figure 4. LPH-2. Condensate heating in a water chamber along a circular sweep at the following capacities and total water heating Δt : 1. $N = 850$ MWt, $\Delta t = 42^\circ\text{C}$; 2. $N = 810$ MWt, $\Delta t = 39^\circ\text{C}$; 3. $N = 540$ MWt, $\Delta t = 34^\circ\text{C}$

приводит к гидроударам (рисунок 5).

Повышение уровня воды сверх расчетного в 2–2,5 раза происходит в результате увеличения разности давлений пара между паровыми пространствами в верхнем каскаде струй и в водяной камере [2, 4, 5]. Эта разность определяется гидравлическим сопротивлением верхнего каскада струй и кольцевого зазора между паровой трубой и бортом водяной камеры и зависит от расхода пара. Поверочный расчет уровня в водяной камере показал, что коэффициент гидравлического сопротивления равен $14 \div 16$, что значительно превышает ранее полученное значение, равное 3, которое рекомендовано использовать при расчетах смешивающих подогревателей Руководящими техническими материалами (РТМ 108.038.03 «Подогреватели регенеративные смешивающие и схемы их включения. Расчет, проектирование и эксплуатация»).

С целью исключения гидроударов и условий возникновения автоколебаний обратных паровых клапанов в ПНД-1, 2 были выполнены теплогидравлические расчеты аппаратов с учетом уточненных значений гидравлических сопротивлений и проведены работы по реконструкции отсека нагрева. С учетом [4, 6–8] и полученных новых экспериментальных данных, раз-

работаны следующие рекомендации:

- увеличена высота борта водяной камеры и нижней тарелки на 150 и 100 мм соответственно;
- опущена перегородка, отделяющая отсек нагрева от отсека сбора конденсата на 600 мм;
- демонтированы паровые клапаны ПНД-1;
- выполнена реконструкция паровых клапанов ПНД-2;
- выполнены разгрузочные отверстия диаметром до 400 мм в верхней крышке водяной камеры, что позволило исключить автоколебания обратных паровых клапанов в ПНД-2.

После реконструкции ПНД-1 и ПНД-2 фактическая температура ос-

новного конденсата по зонам нагрева в зависимости от нагрузки существенно отличалась от расчетного значения. При номинальной нагрузке нагрев в водяной камере составляет $8 \div 10^\circ\text{C}$ (расчетное значение 1°C), в первом ряду струй — $9 \div 11^\circ\text{C}$ (расчетное значение 23°C), а во втором — $7 \div 8^\circ\text{C}$, (расчетное значение 4°C).

Отличие фактических значений величины нагрева от расчетных объясняется следующим образом. Расчетная величина нагрева в водяной камере в 1°C принята по опытным данным, полученным для модели при гладкой поверхности воды и ламинарном течении [1]. В исследуемых типовых ПНД-1, 2 при входе основного конденсата в подводящий патрубок водяной камеры кинетическая энергия потока переходит в потенциальную вследствие его торможения и снижения скорости до нуля в торце патрубка.

Это приводит к образованию столба воды в выходном отверстии патрубка, высота которого определяется по выражению:

$$h = \frac{\rho W^2}{2g} \quad (3)$$

где: ρ — плотность воды;

W — средняя скорость потока.

При номинальной нагрузке турбоагрегата высота столба составит 0,08 м. Далее вода растекается по двум полукольцевым потокам, образуя волны, что увеличивает поверхность теплообмена. При встрече потоков также формируется стоячая волна.

Таким образом, характер течения воды в водяной камере способствует интенсификации теплообмена, что приводит к существенно большему нагреву, чем полученному по известным расчетным методикам. Существенное отличие характера течения потока по окружности водяной камеры приводит к неравномерно-

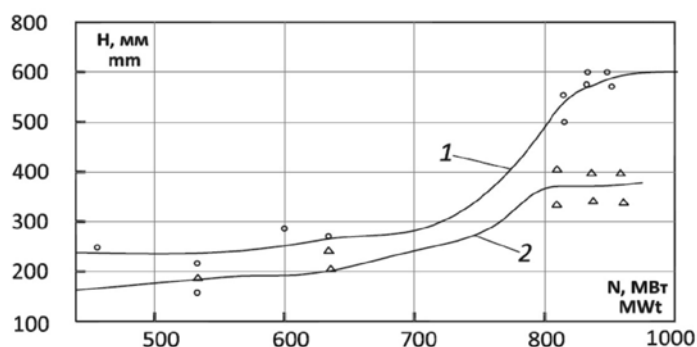


Рисунок 5. Зависимость изменения уровня конденсата в водяной камере ПНД-1, ПНД-2. (Обозначения: о — результаты измерений уровня в ПНД-1; Δ — соответственно в ПНД-2)

Figure 5. Dependence of the change in the level of condensate in the water chamber LPH-1, LPH-2. (Legend: o — level measurement results in LPH-1; Δ — respectively in LPH-2)

му нагреву как в водяной камере так и в пучке струй.

Неравномерное распределение воды по окружности водяной камеры приводит к неравномерному расходу и скорости пара по окружности на нижнем и верхнем ряду струй. Это приводит к росту местной скорости пара выше предельной, уносу капель влаги и гидроударам в аппарате.

Выводы

1. Проведенные экспериментальные исследования показали существенную неравномерность нагрева воды в водяной камере по окружности смешивающих ПНД-1, 2 на энергоблоках 800 МВт.

2. При разработке новых конструкций смешивающих теплообменных аппаратов необходимо обеспечить в них симметричный, равномерно распределенный по объему подвод воды и пара.

3. Экспериментально полученные данные позволили уточнить методику расчета смешивающих подогревателей низкого давления с учетом выявленной неравномерности нагрева воды в водяной камере

Список использованных источников

1. Готовский М. А. Актуальные проблемы систем регенерации паротурбинных установок. Конструкторские и научные проблемы совершенствования систем регенерации питательной воды и результаты их решения: монография / М. А. Готовский, Ю. Г. Сухоруков. LAP Lambert Academic Publishing 2015; 239.

2. Ермолов В. Ф. Бездеаэрационные тепловые схемы / В. Ф. Ермолов, Н. Н. Трифонов, Ю. Г. Сухоруков // Машиностроение. Энциклопедия в 40 т. Т. IV-19 Турбинные установки. – М.: Машиностроение 2015; 165 – 174.

3. Gotovsky M. A., Ermolov V. F., Mikhailov V. E., Sukhorukov Yu. G., Trifonov N. N. On the prospects of using deaeratorless thermal schemes with direct contact low-pressure heaters at new Nuclear power plants. Proceedings of ICONE22, July 7–11, 2014, Prague, Czech Republic ICONE22-30487.

4. Есин С. Б. Разработка и опыт совершенствования схем регенерации и ее оборудования турбин мощностью 100–800 МВт / С. Б. Есин, Н. Н. Трифонов, Ю. Г. Сухоруков, П. В. Егоров и др. // Надежность и безопасность энергетики 2017; 10(4): 340 – 347.

5. Ледуховский Г. В. Исследование технологических процессов атмосферной деаэрации воды / Г. В. Ледуховский, В. Н. Виноградов, С. Д. Горшенин, А. А. Коротков / под общ. ред. Г. В. Ледуховского; ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина» 2016; 420.

6. Есин С. Б. Исследование бездеаэрационной тепловой схемы и ее оборудования при переменных режимах работы энергоблока / С. Б. Есин, Н. Н. Трифонов, Ю. Г. Сухоруков, П. В. Егоров // 2 Всероссийская спец. науч.- практическая конференция молодых специалистов «Современные технологии в энергетике»: – М. 2018; 107 – 112.

7. Пат. 2568027 Российская Федерация, МПК F 22 D 1/32. Смешивающий подогреватель системы регенерации паровых турбин/ Ермолов В. Ф., Трофимова О. Б., Сухоруков Ю. Г., Юдина Н. Г., Сухорукова Е. А., Мухин В. В., Большаков Е. А.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова». – № 2014148329/06; заявлено 01.12.14; Бюл. 2015; (31): 4.

8. Сухорукова Е. А. Повышение надежности турбоустановок ТЭС и АЭС, в системе регенерации которых используются подогреватели смешивающего типа / Е. А. Сухорукова, Т. Г. Синцова, Е. К. Николаенкова, С. П. Колпаков // Надежность и безопасность энергетики 2020; 13(1): 35 – 40.

References

1. Gotovsky M. A., Sukhorukov Yu. G. Actual problems of steam turbine plant regeneration systems. Design and scientific problems of improving feedwater regeneration systems and the results of their solution. Lap Lambert Academic Publishing. 2015; 239.

2. Ermolov V. F. Deaeration-free thermal circuits / V. F. Ermolov, N. N. Trifonov, Yu. G. Sukhorukov // Mechanical Engineering. Encyclopedia in 40 t. T. IV-19 Turbine units. – M.: Mechanical Engineering, 2015; 165 – 174.

3. Gotovsky M. A., Ermolov V. F., Mikhailov V. E., Sukhorukov Yu. G., Trifonov N. N. On the prospects of using deaeratorless thermal schemes with direct contact low-pressure heaters at new Nuclear power plants. Proceedings of ICONE22, July 7–11, 2014, Prague, Czech Republic ICONE22-30487.

4. Yesin S. B. Development and experience in improving regeneration schemes and its equipment for turbines with a capacity of 100–800 MW / S. B. Yesin, N. N. Trifonov, Yu. G. Sukhorukov, P. V. Egorov et al. // Reliability and safety of energy 2017; 10(4): 340 – 347.

5. Ledukhovskiy G. V. Research of technological processes of atmospheric deaeration of water / G. V. Ledukhovskiy, V. N. Vinogradov, S. D. Gorshenin, A. A. Korotkov / under the total. ed. G. V. Ledukhovskiy; FGBOUVO "Ivanovo state. energetic. un-t them. IN AND. Lenin." 2016; 420.

6. Yesin S. B. Investigation of a deaeration-free thermal circuit and its equipment under variable operating conditions of a power unit / S. B. Yesin, N. N. Trifonov, Yu. G. Sukhorukov, P. V. Egorov // 2 All-Russian special. scientific and practical conference of young specialists (with international participation) "Modern technologies in the energy sector": Sat. reports. – M. 2018; 107 – 112.

7. Пат. 2568027 Russian Federation, IPC F 22 D 1/32. Mixing heater of a steam turbine regeneration system / Ermolov V. F., Trofimova O. B., Sukhorukov Yu. G., Yudina N. G., Sukhorukova E. A., Mukhin V. V., Bolshakov E. A.; applicant and patent holder Joint Stock Company "I. I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment" – No. 2014148329/06; stated on 12/01/14; publ. 11/10/15, Bull. 2015; (31): 4.

8. Sukhorukova E. A. Improving the reliability of turbine units of TPPs and NPPs in the regeneration system of which mixing heaters are used / E. A. Sukhorukova, T. G. Sincova, E. K. Nikolaenkova, S. P. Kolpakov // Reliability and safety of energy 2020; 13(1): 35 – 40.

