

11. Kalinin, E. K., Drejtser, G. A., Kopp, I. Z., & Miakochin, A. S. (1998) *Effective Heat-Exchange Surfaces*. Moscow, Energoatomizdat. 407 p. (in Russian).

12. Belenky, M. Ya., Gotovsky, M. A., Lekah, B. M., & Fokin, B. S. (1995) Heat and Hydraulic Characteristics of the Transverse-Streamlined Surfaces with Lunules. *Teploenergetika* [Heat Engineering], 1, 49–51 (in Russian).

13. Puchkov, P. I. (1948) Roughness Effect on the Pipes Bunches heat Exchange in Cross-current. *Kotloturbostroenie* [Boiler and Turbines Building], 4, 5–6 (in Russian).

Представлена кафедрой энергосбережения,  
гидравлики и теплотехники

Поступила 03.02.2014

УДК 621.311.22:621.175

## СОЗДАНИЕ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШАРИКОВОЙ ОЧИСТКИ КОНДЕНСАТОРА 180-КЦС-1 ТУРБИНЫ Т-180/210-130-1 ЛМЗ

### Часть 2

**ЗЕНОВИЧ-ЛЕШКЕВИЧ-ОЛЬПИНСКИЙ Ю. А.<sup>1)</sup>, НАУМОВ А. Ю.<sup>1)</sup>,  
студ. ЗЕНОВИЧ-ЛЕШКЕВИЧ-ОЛЬПИНСКАЯ А. Ю.<sup>2)</sup>**

<sup>1)</sup>Филиал «Гомельская ТЭЦ-2» РУП «Гомельэнерго»,

<sup>2)</sup>Белорусский национальный технический университет

E-mail: zenovich@tut.by

Разработана методика расчета экономической эффективности, которая может быть универсальной и использоваться для технико-экономического обоснования установки системы шариковой очистки конденсатора на паровых турбинах электростанций. Данная методика, кроме эффекта от снижения давления отработавшего пара в конденсаторе за счет внедрения системы шариковой очистки, учитывает также эффект от уменьшения гидравлического сопротивления конденсатора.

Приведены практические результаты внедрения системы шариковой очистки на паровых турбинах Гомельской ТЭЦ-2. Как результат регулярное применение системы шариковой очистки позволило довести температурные напоры конденсаторов всех блоков турбоагрегата Т-180/210-130-1 до нормативных величин и коэффициент чистоты до 0,85 на всех трех турбоагрегатах. Результаты работы, опыт внедрения автоматической системы шариковой очистки на Гомельской ТЭЦ-2 и методика расчета ее эффективности могут быть распространены при внедрении аналогичных систем на электростанциях Белорусской энергосистемы.

Предложены мероприятия по совершенствованию автоматической системы шариковой очистки конденсатора с использованием математической модели турбины, которые позволят оптимизировать режимы очистки конденсаторов и повысить эффективность работы системы шариковой очистки с увеличением коэффициента чистоты конденсатора до 0,90–0,92.

**Ключевые слова:** конденсатор паровой турбины, система шариковой очистки, температурный напор, давление отработавшего пара, вакуум, гидравлическое сопротивление конденсатора, экономический эффект, срок окупаемости, математическая модель турбины.

Ил. 3. Табл. 2. Библиогр.: 10 назв.

**DESIGNING AND EFFICIENCY EFFECT  
OF AUTOMATIC BALL-CLEANING SYSTEM  
FOR CONDENSER 180-KT<sub>S</sub>-1 OF TURBINE T-180/210-130-1 LMZ**

**Part 2**

**ZENOVICH-LESHKEVICH-OL'PINSKIY Yu. A.<sup>1)</sup>, NAUMOV A. Yu.<sup>1)</sup>,  
ZENOVICH-LESHKEVICH-OL'PINSKAYA A. Yu.<sup>2)</sup>**

<sup>1)</sup>*Affiliated Branch 'Gomel CHP-2' of RUP 'Gomel'energo',*

<sup>2)</sup>*Belorussian National Technical University*

The authors elaborate the economical efficiency evaluation technique that could be universal and applied for technical-and-economic feasibility study of the ball-cleaning system installation on the steam turbines of the electric power plants. Besides the effect from reducing the exhaust steam pressure in the condenser by means of the ball-cleaning system implementation, this technique also accounts for the effect of lowering the condenser hydraulic pressure.

The article refers to the practical results of the ball-cleaning system introduction on the steam turbines of Gomel CHP-2. As a result of regular application of the ball-cleaning system the temperature difference of the condensers of all blocks T-180/210-130-1 confined into the regulatory values and the cleanness coefficient of all three turbine units reached 0,85. The authors consider the working results, implementation experience of the ball-cleaning system at Gomel CHP-2 and its efficiency evaluation technique to be worth disseminating when introducing the analogous systems at the plants of Belarusian power network.

The authors suggest measures on the condenser automatic-cleaning system improvement with the turbine mathematical-simulation model employment that will make it possible to optimize the condenser cleaning regimes and to increase the ball-cleaning system effectiveness with the condenser cleanness coefficient growing up to 0,90–0,92.

**Keywords:** steam turbine condenser, ball-cleaning system, temperature difference, exhausted steam pressure, vacuum, the condenser hydraulic pressure, economic effect, period of recoument, the turbine mathematical simulation model.

Fig. 3. Tab. 2. Ref.: 10 titles.

**Экономическое обоснование установки.** При расчете эффективности внедрения системы шариковой очистки (СШО) от углубления вакуума в качестве исходных величин учитывали фактические теплотехнические параметры работы конденсатора № 1 в межотопительный сезон при расходе пара в конденсатор, равном  $\approx 350$  т/ч. В процессе работы одного блока расход охлаждающей воды составляет 19195 т/ч. Температурный напор конденсатора при данных условиях, приведенный к названному расходу охлаждающей воды,  $\delta t = 5,23$  °C. При этом:

- абсолютное давление отработавшего пара в конденсаторе  $p_2^{\phi} = 0,1139$  кгс/см<sup>2</sup>;
- температура охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{1в} = 33,2$  °C;
- нагрев охлаждающей воды в конденсаторе  $\Delta t = 9,63$  °C.

Внедрение СШО позволит значительно уменьшить термическое сопротивление конденсаторной трубки и увеличить коэффициент чистоты до  $a = 0,9$ . По общепринятым для инженерных расчетов формулам [1] определим температурный напор, который при общих равных условиях будет соответствовать коэффициенту чистоты  $a = 0,9$ :

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1} = \frac{9,63}{2,718^{1,372} - 1} = 3,272, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1)$$

$$n = \frac{kF}{c_{\text{ж}} G_o \cdot 10^3} = \frac{3405 \cdot 9000}{4,19 \cdot 5332 \cdot 10^3} = 1,372; \quad (2)$$

$$k = 4070 a \Phi_w \Phi_t \Phi_z \Phi_\delta = \\ = 4070 \cdot 0,9 \cdot 0,931 \cdot 0,9986 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 3405, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3)$$

где  $n$  – показатель степени;  $F = 9000 \text{ м}^2$  – поверхность охлаждения конденсатора (суммарная поверхность охлаждения основного и встроенного пучков);  $G_o = 19195 \text{ т/ч} = 5332 \text{ кг/с}$  – расход охлаждающей воды;  $c_{\text{ж}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – удельная теплоемкость воды;  $k$  – коэффициент теплопередачи конденсатора.

Множитель, учитывающий влияние скорости охлаждающей воды:

$$\Phi_w = \left[ \frac{1,1w}{\sqrt[4]{d_{\text{вн}}}} \right]^x = \left[ \frac{1,1 \cdot 1,8}{\sqrt[4]{26}} \right]^{0,54} = 0,931, \quad (4)$$

где  $x = 0,6a = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54$ ;  $d_{\text{вн}} = 26 \text{ мм}$  – внутренний диаметр трубки конденсатора;  $w$  – скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках,

$$w = 1,273 \cdot 10^6 \frac{G_o z}{\rho_{\text{ж}} d_{\text{вн}}^2 N} = 1,273 \cdot 10^6 \cdot \frac{5332 \cdot 2}{1000 \cdot 26^2 \cdot 11460} = 1,8, \text{ м/с}; \quad (5)$$

$z = 2$  – число ходов охлаждающей воды;  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды;  $N = 11460$  шт. – общее число трубок в конденсаторе (основной и встроенный пучки).

Множитель, учитывающий влияние температуры охлаждающей воды:

$$\Phi_t = 1 - \frac{b\sqrt{a}}{1000} (35 - t_{\text{в}})^2 = 1 - \frac{0,4427 \cdot \sqrt{0,9}}{1000} (35 - 33,2)^2 = 0,9986, \quad (6)$$

где  $b = 0,52 - 0,0072 d_k = 0,52 - 0,0072 \cdot 10,74 = 0,4427$ ;  $d_k$  – удельная паровая нагрузка,

$$d_k = \frac{D_k \cdot 10^3}{F} = \frac{96,7 \cdot 10^3}{9000} = 10,74, \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad (7)$$

$D_k$  – расход пара в конденсатор,

$$D_k = \frac{G_o c_{\text{ж}} \Delta t}{\Delta h_k} = \frac{5332 \cdot 4,19 \cdot 9,63}{2225} = 96,7, \text{ кг/с}, \quad (8)$$

$\Delta h_k = 2225 \text{ кДж/кг}$  – разница энтальпий пара и конденсата.

Множитель, учитывающий влияние числа ходов:

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \left( 1 - \frac{t_{1B}}{45} \right) = 1,0. \quad (9)$$

Множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора:  $\Phi_\delta = 1,0$ .

Таким образом, определив величину температурного напора, вычислим значение температуры насыщения пара в конденсаторе

$$t_s = t_{1B} + \Delta t + \delta t = 33,2 + 9,63 + 3,272 = 46,10, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10)$$

Следовательно, давление отработавшего пара в конденсаторе, соответствующее коэффициенту чистоты  $a = 0,9$ , будет равно  $p_2^H = 0,1035 \text{ кгс/см}^2$ . После внедрения СШО получим углубление вакуума в конденсаторе

$$\Delta p_2 = p_2^\Phi - p_2^H = 0,1139 - 0,1035 = 0,0104, \text{ кгс/см}^2.$$

Увеличение мощности турбоагрегата за счет снижения давления отработавшего пара составит

$$\Delta N = \Delta N_{0,01} \Delta p_2 \cdot 10^2 = 1060 \cdot 0,0104 \cdot 10^2 = 1102,4, \text{ кВт},$$

где  $\Delta N_{0,01} = 1060 \text{ кВт}$  – изменение мощности турбины при изменении вакуума в конденсаторе на 1 %.

Среднее число часов работы турбоагрегата в межтопительный период с учетом времени нахождения блока в ремонте или резерве принято  $T = 2200 \text{ ч}$ ; топливная составляющая выработки электроэнергии  $S_T = 0,035 \text{ дол./кВт}\cdot\text{ч}$ . Эффект от снижения давления отработавшего пара в конденсаторе за счет внедрения СШО составит

$$\mathcal{E}_B = \Delta N S_T T = 1102,4 \cdot 0,035 \cdot 2200 = 84885 \text{ дол./год}.$$

Кроме выработки дополнительной мощности за счет снижения термического сопротивления конденсаторной трубки, внедрение СШО позволит системе циркуляционного водоснабжения работать с неизменным гидросопротивлением конденсатора. Это улучшит характеристику совместной работы циркуляционных насосов и циркуляционной системы и приведет к повышению расхода охлаждающей воды на конденсатор. Некоторое увеличение гидросопротивления системы циркуляционного водоснабжения вследствие установки аппаратов СШО (фильтра предочистки и шарикоулавливающей сетки) будет компенсировано снижением гидравлических потерь в конденсационной установке.

Характеристика совместной работы циркуляционных насосов и системы циркуляционного водоснабжения до и после внедрения СШО при работе одного блока представлена на рис. 1. Как видно из приведенного графика, снижение гидравлического сопротивления конденсационной установки на  $\Delta H = 1,3 \text{ м вод. ст.}$  (с учетом сопротивлений фильтра предочистки и шарикоулавливающего устройства) при рабочем расходе охлаждающей воды  $19195 \text{ т/ч}$  позволит увеличить ее расход в конденсатор на  $\Delta Q = 2950 \text{ т/ч}$ .

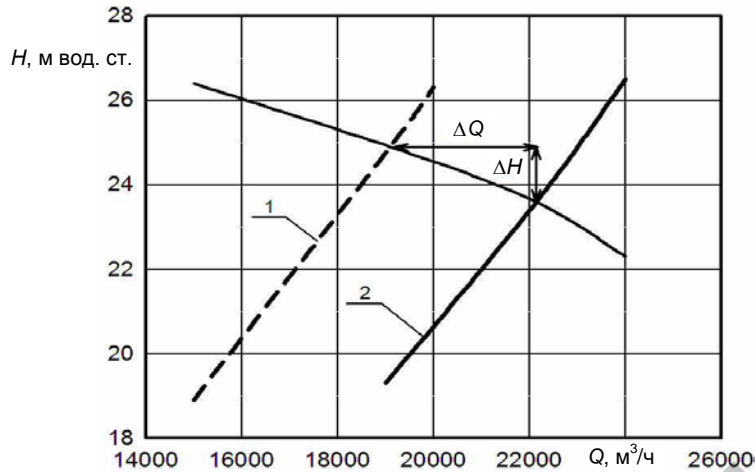


Рис. 1. Характеристика совместной работы циркуляционных насосов и системы циркуляционного водоснабжения до (1) и после (2) внедрения СШО

Как известно, при увеличении расхода охлаждающей воды в конденсатор происходит интенсификация теплообмена (увеличивается коэффициент теплоотдачи) и как следствие углубляется вакуум. Таким образом, можно подсчитать экономический эффект от внедрения СШО за счет снижения гидравлических потерь на конденсаторе. В предыдущем расчете были определены основные параметры работы конденсационной установки при рабочем расходе охлаждающей воды в конденсатор (19196 т/ч) после внедрения СШО (коэффициент чистоты  $a = 0,9$ ). Следовательно, можно рассчитать температурный напор в конденсаторе при расходе охлаждающей воды, равном 22146 т/ч (с учетом прироста  $\Delta Q = 2950$  т/ч).

Температурный напор, соответствующий расходу охлаждающей воды  $G_0 = 22146$  т/ч, равен

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1} = \frac{8,35}{2,718^{1,259} - 1} = 3,311, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (11)$$

где  $\Delta t$  – нагрев охлаждающей воды,

$$\Delta t = \frac{D_k \Delta h_k}{G_o c_{ж}} = \frac{96,7 \cdot 2225}{6152 \cdot 4,19} = 8,35, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (12)$$

$$n = \frac{kF}{c_{ж} G_o \cdot 10^3} = \frac{3607 \cdot 9000}{4,19 \cdot 6152 \cdot 10^3} = 1,259, \quad (13)$$

$F = 9000 \text{ м}^2$ ;  $G_o = 22146 \text{ т/ч} = 6152 \text{ кг/с}$ ;

$$\begin{aligned} k &= 4070 a \Phi_w \Phi_t \Phi_z \Phi_\delta = \\ &= 4070 \cdot 0,9 \cdot 0,986 \cdot 0,9986 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 3607, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned} \quad (14)$$

Множитель, учитывающий влияние скорости охлаждающей воды:

$$\Phi_w = \left[ \frac{1,1w}{\sqrt[4]{d_{\text{вн}}}} \right]^x = \left[ \frac{1,1 \cdot 2,0}{\sqrt[4]{26}} \right]^{0,54} = 0,986, \quad (15)$$

где  $x = 0,6a = 0,6 \cdot 0,9 = 0,54$ ;

$$w = 1,273 \cdot 10^6 \frac{G_o z}{\rho_{\text{ж}} d_{\text{вн}}^2 N} = 1,273 \cdot 10^6 \frac{6152 \cdot 2}{1000 \cdot 26^2 \cdot 11460} = 2,0, \text{ м/с.} \quad (16)$$

Множитель  $\Phi_t$ , учитывающий влияние температуры охлаждающей воды, рассчитан (6):  $\Phi_t = 0,9986$ .

Определим величину температуры насыщения пара в конденсаторе

$$t_s = t_{1\text{в}} + \Delta t + \delta t = 33,2 + 8,35 + 3,311 = 44,86, \text{ }^\circ\text{С.}$$

Давление отработавшего пара  $p_2^1 = 0,0971$ , кгс/см<sup>2</sup>.

Таким образом, изменение вакуума при  $p_2^{\text{н}} = 0,1035$  кгс/см<sup>2</sup>

$$\Delta p_2 = p_2^{\text{н}} - p_2^1 = 0,1035 - 0,0971 = 0,0064 \text{ кгс/см}^2.$$

Увеличение мощности турбоагрегата за счет снижения давления отработавшего составит

$$\Delta N = \Delta N_{0,01} \Delta p_2 \cdot 10^2 = 1060 \cdot 0,0064 \cdot 10^2 = 678,4, \text{ кВт.}$$

Эффект от снижения давления отработавшего пара в конденсаторе за счет неизменного гидросопротивления конденсатора

$$\mathcal{E}_r = \Delta N S_r T = 678,4 \cdot 0,035 \cdot 2200 = 52237, \text{ дол./год.}$$

Суммарный экономический эффект от внедрения СШО подсчитаем с помощью метода приведенных затрат. Анализ изменения основных теплотехнических и других показателей работы конденсатора и энергоблока в целом (гидравлика конденсатора и системы циркуляционного водоснабжения, вакуум в конденсаторе, коррозия конденсаторных трубок и т. д.) в случае внедрения СШО указывает на снижение топливной составляющей. Уменьшение эксплуатационной составляющей определяется снижением затрат на альтернативные методы очистки конденсатора, увеличением срока службы конденсаторных трубок и уменьшением вредных выбросов в атмосферу. Увеличение эксплуатационной составляющей обусловливается затратами на покупку шариков для СШО. Капитальные затраты характеризуются расходами на внедрение. Таким образом, целевая функция для расчета годового экономического эффекта будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta S_T + \Delta S_3 - E_{\text{н}} K, \quad (17)$$

где  $\Delta S_T$  – изменение топливной составляющей;  $\Delta S_3$  – изменение эксплуатационной составляющей;  $E_{\text{н}} = 0,20$  – норма дохода на капитал;  $K$  – стоимость внедрения СШО (капитальные затраты).

Изменение топливной составляющей определяется

$$\Delta S_T = \mathcal{E}_b + \mathcal{E}_r + \mathcal{E}_{об} + \mathcal{E}_{нб}, \quad (18)$$

где  $\mathcal{E}_b$  – эффект от снижения вакуума в конденсаторе,  $\mathcal{E}_b = 84885$  дол.;  $\mathcal{E}_r$  – эффект от снижения гидросопротивления конденсатора,  $\mathcal{E}_r = 52237$  дол.; остальные показатели, влияющие на изменение топливной составляющей, сложно спрогнозировать, поэтому в данном расчете принимаем их равными нулю:  $\mathcal{E}_{об}$  – эффект от исключения внеплановых остановов блока для очистки конденсаторных трубок, не учитываем ( $\mathcal{E}_{об} = 0$ );  $\mathcal{E}_{нб}$  – эффект от увеличения надежности работы энергоблока вследствие улучшения качества основного конденсата, не учитываем ( $\mathcal{E}_{нб} = 0$ ).

Таким образом, ожидаемое изменение топливной составляющей в случае внедрения СШО на Гомельской ТЭЦ-2 будет

$$\Delta S_T = 84885 + 52237 + 0 + 0 = 137122, \text{ дол.}$$

Изменение эксплуатационной составляющей рассчитывается следующим образом:

$$\Delta S_3 = \mathcal{E}_x - S_{ш} + \mathcal{E}_{кт} + \mathcal{E}_{вв}, \quad (19)$$

где  $\mathcal{E}_x$  – эффект от отсутствия затрат на альтернативные виды очистки конденсаторных трубок (химическая очистка, высоконапорная промывка),  $\mathcal{E}_x = 10000$  дол./год;  $S_{ш}$  – стоимость годовой потребности шариков,  $S_{ш} \approx 2000$  дол./год; остальные показатели, влияющие на изменение эксплуатационной составляющей, сложно спрогнозировать, поэтому в данном расчете принимаем их равными нулю:  $\mathcal{E}_{кт}$  – эффект от увеличения срока службы конденсаторных трубок,  $\mathcal{E}_{кт} = 0$ ;  $\mathcal{E}_{вв}$  – эффект от снижения вредных выбросов в атмосферу,  $\mathcal{E}_{вв} = 0$ .

Таким образом, ожидаемое изменение эксплуатационной составляющей в случае внедрения СШО на Гомельской ТЭЦ-2 составит

$$\Delta S_3 = 10000 - 2000 + 0 + 0 = 8000, \text{ дол.}$$

Ориентировочная стоимость капитальных затрат  $K$  на внедрение СШО оценивается в 320000 дол.

Исходя из вышеизложенного, годовой экономический эффект от внедрения СШО на энергоблоке Гомельской ТЭЦ-2 составит

$$\Delta \mathcal{E} = 137122 + 8000 - 0,20 \cdot 320000 = 81122, \text{ дол.}$$

Одним из основных показателей эффективности внедрения нового оборудования является срок окупаемости

$$T_{ок} = K/\Delta S = K/(\Delta S_T + \Delta S_3) = 320000/(137122 + 8000) \approx 2,2, \text{ года.}$$

**Результаты внедрения шариковой очистки на Гомельской ТЭЦ-2.** В 2002–2005 гг. на Гомельской ТЭЦ-2 проведена работа по внедрению системы шариковой очистки конденсатора турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ

энергоблоков № 1–3 (проект – РУП «БелНИПИэнергопром»; монтаж тепломеханической и электрической частей оборудования – ОАО «Центрэнерго-ремонт», «Электроцентрремонт»; разработка автоматики и управления СШО – РУП «Белэлектромонтажналадка»; разработка технологического алгоритма и наладка тепломеханического оборудования – специалисты Гомельской ТЭЦ-2).

Систему шариковой очистки конденсатора вводили в эксплуатацию поочередно:

- блок № 2 – в апреле 2003 г.;
- блок № 1 – в январе 2005 г.;
- блок № 3 – в январе 2006 г.

Предварительно до ввода СШО в эксплуатацию на всех трех конденсаторах проводили следующие работы [2]:

- очистку камер и трубопроводов конденсатора от мусора, ржавчины;
- развальцовку торцевых входных и выходных кромок трубок конденсатора;
- выгородку «мертвых» зон входных, выходных и перепускных камер конденсатора;
- промывку внутренней поверхности трубок конденсатора водой под давлением (с помощью «ерша» по всей длине трубок) на энергоблоке № 2;
- промывку внутренней поверхности трубок конденсатора водой под давлением (с помощью «пистолета») на энергоблоках № 1 и 3.

На всех энергоблоках до включения в работу контура СШО проводили измерения основных параметров блока и конденсатора при постоянных электрической, тепловой, паровой нагрузках, а также постоянном расходе охлаждающей воды и пара в конденсатор. Затем включали в работу СШО и после 5–6 ч работы шариков производили повторные измерения основных параметров.

Опыты, проводимые на трех энергоблоках, показали, что очистка трубок конденсатора с помощью СШО продолжительностью 5–6 ч снизила температурный напор конденсатора на 1,0–6,9 °С и соответственно давление пара на 0,013–0,015 кгс/см<sup>2</sup> (табл. 1). Температурные напоры конденсатора приблизились к нормативным значениям. Нормативные значения температурного напора соответствуют эксплуатационно чистому состоянию конденсационной установки (коэффициент чистоты конденсатора  $a = 0,85$ ).

Большой эффект от первой очистки по блокам № 2 и 3 в сравнении с блоком № 1 обусловлен тем, что прошло меньше времени от чистки трубок высоконапорной установкой и первого включения контура СШО. Трубки конденсатора больше заилились. Выполненные замеры работы конденсатора показали, что уже через 45 ч 30 мин работы СШО по основному пучку и через 21 ч 30 мин по встроенному пучку конденсатора фактический температурный напор конденсатора блока № 2 стал равен нормативному. В дальнейшем контур СШО энергоблоков включали в работу периодически один-два раза в неделю для поддержания работы конденсатора в нормативном состоянии. Регулярное применение СШО позволило довести температурные напоры конденсаторов всех блоков до нормативных



величин и достижения коэффициента чистоты до 0,85 на турбоагрегатах всех трех блоков (рис. 2).

Таблица 1

Наименование	Блок № 1, 05.10.2004		Блок № 2, 05.02.2003		Блок № 3, 17.11.2005	
	До	После	До	После	До	После
Фактический температурный напор конденсатора, °С	5,500	4,900	9,000	2,100	9,000	4,100
Нормативный температурный напор конденсатора, °С	3,100	3,100	1,800	1,900	1,900	1,900
Фактическое абсолютное давление отработавшего пара, кгс/см <sup>2</sup>	0,071	0,065	0,062	0,049	0,062	0,052
Нормативное абсолютное давление отработавшего пара, кгс/см <sup>2</sup>	0,062	0,057	0,042	0,043	0,043	0,043

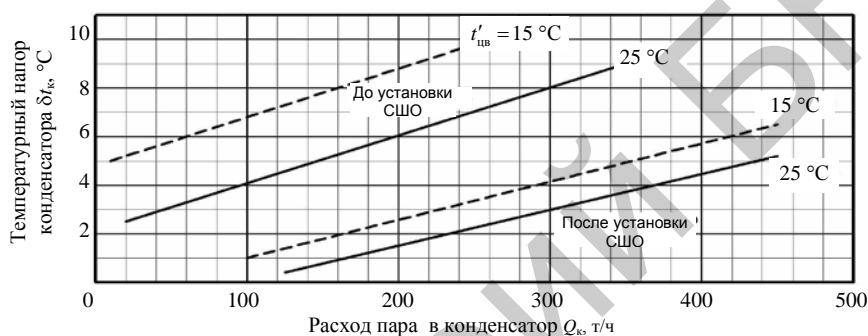


Рис. 2. Температурный напор конденсатора 180-КЦС-1 турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ

В результате работы СШО, кроме повышения чистоты конденсатора, снижается его сопротивление (рис. 3).

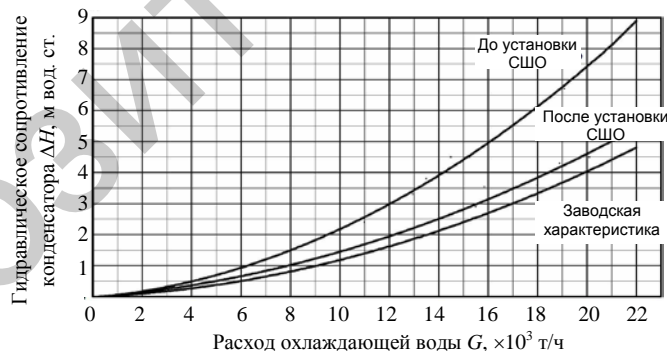


Рис. 3. Гидравлическое сопротивление конденсатора 180-КЦС-1 турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ

Снижение сопротивления конденсатора достигается за счет:

- улавливания в циркуляционной воде крупного мусора в фильтрах предварительной очистки и предотвращения забивания трубных досок конденсатора;
- очистки поверхности трубок конденсатора и снижения их шероховатости.

Увеличение расхода циркуляционной воды за счет снижения сопротивления конденсатора повышает эффективность работы градирен ТЭЦ-2. Результаты фактической экономической эффективности СШО на энергоблоках № 1, 2, 3 представлены в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	Блок № 1, 2005 г.	Блок № 2, 2003 г.	Блок № 3, 2006 г.
Продолжительность работы, ч	5478,0	6571,0	5538,0
Дополнительная выработка электроэнергии, тыс. кВт·ч	4225,6	3347,6	4592,7
Экономия топлива, т у. т./год	1066,0	819,0	1112,0
Срок окупаемости, лет	3,2	4,5	3,1

Более низкая эффективность использования схемы СШО на блоке № 2 по сравнению с блоками № 1 и 3 обусловлена его нахождением в среднем ремонте в межотопительный период.

**Пути совершенствования автоматической системы управления шариковой очисткой.** Фильтр предварительной очистки СШО работает в автоматическом режиме. Сигналом к очистке фильтра служит увеличение перепада давления циркуляционной воды до и после фильтра. Необходимость очистки конденсатора определяется по замерам температурного напора конденсаторов и в сравнении его с нормативным. Для более точного определения температурных напоров необходимы режимы с максимально возможным расходом пара в конденсатор и соответственно большим расходом циркуляционной воды. В связи с переменным характером нагрузок блоков измерение фактических и определение нормативных температурных напоров затруднено необходимостью ожидания максимальных нагрузок для получения наибольшего расхода пара в конденсатор. Поэтому в основном пуск системы шариковой очистки осуществляется обслуживающим персоналом дистанционно по графику и периодически при зафиксированном повышении фактических температурных напоров.

Автоматизированное же определение отклонения фактического температурного напора от нормативного позволило бы повысить эффективность работы СШО, определяя время проведения очистки конденсатора, и сделать ее полностью автоматизированной. Для сравнения фактического и нормативного напоров необходимо определить расход пара в конденсатор, давление пара в конденсаторе, температуру и расход циркуляционной воды. Измерения давления пара в конденсаторе, температуры и расхода циркуляционной воды входят в состав системы шариковой очистки. Определение расхода пара в конденсатор возможно только косвенным путем с помощью нормативных характеристик турбоагрегата и поправок к ним [3–10].

Применение математической модели турбины в автоматике СШО позволит по нескольким дополнительно измеряемым параметрам с достаточной точностью определять расход пара в конденсатор и фактические температурные напоры, отказавшись от аппроксимации множества нормативных характеристик турбоагрегата. Дополнительное использование теплового расчета конденсатора [1] дает возможность определять фактический и нормативный температурные напоры, коэффициент чистоты кон-

денсатора. На основе расчетов состояния конденсатора определяется необходимость его очистки. Математические расчеты позволяют полностью автоматизировать анализ состояния конденсатора и режимы работы шариковой очистки независимо от режимов работы турбоагрегата. Оптимизация режимов повысит эффективность работы СШО и доведет коэффициент чистоты конденсатора до 0,90–0,92.

## ВЫВОДЫ

1. В настоящее время высокоэффективное оборудование системы шариковой очистки успешно эксплуатируется на электростанциях России, Украины и Беларуси (кроме Гомельской ТЭЦ-2, на Минской ТЭЦ-5, Минской ТЭЦ-4, Березовской и Лукомльской ГРЭС).

2. Внедрение системы шариковой очистки конденсаторов турбин Гомельской ТЭЦ-2 позволило получить следующие результаты:

- снизить давление отработавшего пара в конденсаторе (вакуум). Годовая экономия топлива от трех энергоблоков 2997 т у. т.;
- уменьшить ограничения электрической мощности станции в летний период на 60–80 МВт;
- уменьшить вредные выбросы в атмосферу, повысить экологичность работы оборудования энергоблоков в целом;
- существенно снизить эксплуатационные затраты на обслуживание конденсационной установки за счет исключения альтернативных методов очистки (промывка трубок высоконапорной установкой) – 30–35 тыс. дол./год;
- улучшить водно-химический режим и повысить надежность работы блока за счет сохранения неизменной жесткости основного конденсата;
- исключить коррозию конденсаторных трубок, значительно увеличив срок их службы;
- система шариковой очистки за время многолетней эксплуатации показала высокую надежность и удобство в обслуживании.

3. Результаты работы, опыт внедрения автоматической системы управления шариковой очисткой на Гомельской ТЭЦ-2 и методика расчета ее эффективности могут быть распространены при внедрении аналогичных систем на электростанциях Белорусской энергосистемы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Р у к о в о д я щ и е указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций: РД 34.30.104–81. – М.: Союзтехэнерго, 1982. – 106 с.
2. Т е х н и ч е с к и й отчет по испытаниям и эксплуатации системы шариковой очистки конденсатора 180-КЦС-1 турбины Т-180/210-130-1 ЛМЗ Гомельской ТЭЦ-2. – Гомель: Гомельская ТЭЦ-2, 2007. – 36 с.
3. Э н е р г е т и ч е с к и е характеристики оборудования Гомельской ТЭЦ-2 и алгоритм определения нормативного удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергии. Т. 2. – Гомель: Гомельская ТЭЦ-2, 2008. – 156 с.
4. З е н о в и ч-Л е ш к е в и ч-О л ь п и н с к и й, Ю. А. Автоматизированная система шариковой очистки конденсатора турбины Т-180/210-130 / Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский, Ю. Н. Унукович // Энергоэффективность. – 2004. – № 8. – С. 5–7.
5. Н а л а д к а системы шариковой очистки конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ блока № 1 Лукомльской ГРЭС. Технический отчет. – М.: Союзтехэнерго, 1988. – 55 с.

6. Разработка и внедрение новых конструкций аппаратов и технологических схем СШО конденсаторов турбин блоков Лукомльской ГРЭС. Технический отчет. – М.: Союзтехэнерго, 1990. – 68 с.

7. Зенович-Лешкевич-Ольпинский, Ю. А. Опыт и результаты работы демонстрационной зоны высокой энергетической эффективности филиала «Гомельская ТЭЦ-2» РУП «Гомельэнерго» / Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский // Энергоэффективность. – 2006. – № 8. – С. 6–7.

8. Зенович-Лешкевич-Ольпинский, Ю. А. Создание демонстрационных зон высокой энергоэффективности на объектах Белорусской энергосистемы / Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2008. – № 6. – С. 73–80.

9. Методические указания по прогнозированию химического состава и накипеобразующих свойств охлаждающей воды электростанций: РД 34.37.307–87. – М.: Союзтехэнерго, 1989. – 22 с.

10. Тумановский, А. Г. Эффективность использования системы шариковой очистки конденсатора паровой турбины / А. Г. Тумановский, Ю. Г. Иванов, Н. В. Болдырев // Новости теплоснабжения. – 2011. – № 7. – С. 29–32.

#### REFERENCES

1. RD 34.30.104–81. Recommended Practices on Heat Calculations for the Surface Condensers of the Large Turbines of the Thermal and Nuclear Power Plants. Moscow, Soyuztekhenergo, 1982. 106 p. (in Russian).

2. Technical Report on Testing and Exploiting of the Ball-Cleaning System for Condenser 180-KTsS-1 of Turbine T-180/210-130-1 LMZ in Gomel CHP-2. Gomel, Gomel CHP-2, 2007. 36 p. (in Russian, unpublished).

3. *Energy Characteristics of the Gomel CHP-2 Equipment and the Algorithm for Ascertainment of the Standard Specific Fuel Rate on the Net Output Electric and Heat Energy. Vol. 2.* Gomel, Gomel CHP-2, 2008. 156 p. (in Russian).

4. Zenoich-Leshkevich-Olpinskiy, Yu. A., & Unukovich, Yu. N. (2004) Automated System of Ball-Cleaning for the Condenser of Turbine T-180/210-130 *Energoeffektivnost'* [Energy Efficiency], 8, 5–7 (in Russian).

5. *Adjusting the Ball-Cleaning System of the Condenser of Turbine K-300-240 LMZ of Lukoml' GRES Block 1. Technical Report.* Moscow, Soyuztekhenergo, 1988. 55 p. (in Russian).

6. *Developing and Implementation of New Designs of Apparatuses and the BCS-Technological Schemes for the Turbines Condensers of the Blocks of the Lukoml' GRES. Technical Report.* Moscow, Soyuztekhenergo, 1990. 68 p. (in Russian).

7. Zenoich-Leshkevich-Olpinskiy, Yu. A. (2006) Experience and Working Results of the High Energy-Efficiency Demonstration Area of the Affiliated Branch of 'Gomel CHP-2' RUP 'Gomel'energo'. *Energoeffektivnost'* [Energy Efficiency], 8, 6–7 (in Russian).

8. Zenoich-Leshkevich-Olpinskiy, Yu. A. (2008) Creation of Demonstrational Areas of High Energy-Efficiency on the Objects of the Belorussian Energy System. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'Edinenii SNG – Energetika* [Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Energetika], 6, 73–80. (in Russian).

9. RD 34.37.307–87. Instructional Guidelines on Prognostication of the Chemical Composition and Scale-Forming of the Power Plants Cooling Water. Moscow, Soyuztekhenergo, 1989. 22 p. (in Russian).

10. Tumanovskiy, A. G., Ivanov, Yu. G., & Boldyrev, N. V. (2011) Efficiency of the Ball-Cleaning System Employment for the Steam Turbine Condenser. *Novosti Teplosnabzheniya* [Heat-Supply News], 7, 29–32 (in Russian).

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 20.05.2014