

УДК 621.311.22

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЭЦ С ОТКРЫТОЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ СИСТЕМОЙ*

М.Ю. Лившиц, Л.П. Шелудько

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Проанализированы причины снижения показателей энергоэффективности и конкурентоспособности на энергетическом рынке теплоэлектроцентралей с открытой теплофикационной системой и их планируемый перевод на закрытые системы теплоснабжения. Но этот путь приведет к снижению когенерационной выработки электроэнергии на тепловом потреблении – основного показателя термодинамической эффективности ТЭЦ. В данной статье проанализирована целесообразность применения нового способа малозатратной модернизации ТЭЦ с открытой теплофикационной системой, предусматривающего подогрев и рециркуляцию в конденсаторе одной турбины всего потока сырой подпиточной воды. С использованием апроксимационной зависимости, полученной при экспериментальных исследованиях части низкого давления нескольких типов паровых теплофикационных турбин, проведен расчетный анализ, показывающий термодинамическую эффективность этого способа. Показано, что при этом в течение всего годового периода эксплуатации в зависимости от режима работы ТЭЦ мощность турбины ПТ-65-130/13 может быть увеличена на 7–15 МВт.

Ключевые слова: ТЭЦ, когенерация, исследования, турбина, конденсатор, рециркуляция, вода, подпитка.

Из-за спада промышленного производства значительно снизилась промышленная тепловая нагрузка ТЭЦ и когенерационная выработка электроэнергии. В результате недостаточного финансирования текущих и капитальных ремонтов моральный и физический износ генерирующего оборудования достиг 60–65 %, основное оборудование ТЭЦ часто находится в предаварийном состоянии. Эти факторы привели к росту тарифов на электрическую и тепловую энергию и способствовали строительству промышленных и отопительных котельных. Доходы, получаемые ТЭЦ, часто недостаточны для компенсации затрат на топливо и проведения качественного капитального ремонта оборудования.

Руководствуясь командами системного оператора, зачастую в пиковые периоды ТЭЦ вынуждены работать неэкономично с уменьшением нагрузки теплофикационных отборов и увеличением конденсационной выработки электроэнергии. Поэтому конкурентоспособность ряда эксплуатируемых ТЭЦ на энергетическом рынке снизилась. Основным путем повышения эффективности ТЭЦ считается их надстройка парогазовыми установками. Однако этот путь связан с высокими капитальными затратами и большими сроками окупаемости. Перевод систем

* Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-08-01255.

Михаил Юрьевич Лившиц (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Управление и системный анализ в теплоэнергетике».

Леонид Павлович Шелудько (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Управление и системный анализ в теплоэнергетике».

теплоснабжения на закрытую схему потребует больших капиталовложений в тепловые пункты и усложнит эксплуатацию абонентских вводов систем горячего водоснабжения (ГВС) потребителей из-за повышенного коррозионного износа теплообменников, связанного с нагревом в них необработанной водопроводной воды. Предлагается способ повышения мощности и экономичности ТЭЦ с открытой теплофикационной системой.

Известно [1], что основным преимуществом этих ТЭЦ является возможность увеличения тепловой экономичности за счет использования теплоты низкопотенциальных потоков пара. На большинстве ТЭЦ с открытой теплофикационной системой подогрев сырой подпиточной воды перед химводоочисткой производится во встроенных пучках конденсаторов турбин Т-100/120-130 и ПТ-65-130/13, в охладителях непрерывной продувки котлов и в подогревателях сырой воды. В неотапительные периоды года через части низкого давления (ЧНД) теплофикационных турбин пропускают вентиляционные потоки пара. Проведенные исследования [3] показали, что при подогреве сырой подпиточной воды во встроенных пучках конденсаторов турбин даже при увеличении расходов пара, поступающего в конденсаторы, из-за низких значений внутреннего относительного КПД в ЧНД обычно не удается получить дополнительную мощность по сравнению с пропуском через них вентиляционных потоков пара. Поэтому подогрев сырой подпиточной воды целесообразно производить не во встроенных, а в основных пучках конденсаторов.

Мощность и КПД ЧНД теплофикационных турбин зависят от расхода пара и давления в конденсаторе. В связи с тем, что у турбин Т-50-130 и Т-100/120-130 в ЧНД установлены две ступени, а у ПТ-65-130/13 – четыре ступени, КПД ее ЧНД выше и подогрев подпиточной воды в основном пучке ее конденсатора оказывается более эффективным. В последние годы из-за массовой установки в жилых зданиях приборов учета расхода горячей воды на ГВС, а так же из-за строительства отопительных и «крышных» котельных на многих ТЭЦ с открытой системой расход сырой подпиточной воды снизился с 3000–6000 т/час до 1500–2500 т/час. В этих условиях повышение мощности и экономичности таких ТЭЦ возможно за счет подогрева и рециркуляции в основном пучке конденсатора одной из турбин всего количества сырой подпиточной воды, подаваемой на химводоочистку [2]. Например, применяя ее подогрев и рециркуляцию в конденсаторе 50-КЦС-4 турбины ПТ-65-130/13, можно увеличить величину расхода воды в конденсаторе до номинального значения (8000 т/ч) с одновременным увеличением степени ее подогрева. При этом турбина ПТ-65-130/13 будет работать в конденсационном режиме с теплофикационным противодавлением. Для изменения степени рециркуляции подпиточной воды в конденсационной установке следует установить дополнительный трубопровод рециркуляции с клапаном рециркуляции и насосом. Кроме этого, необходимо применить систему автоматического регулирования рециркуляции, содержащую расходомеры исходной подпиточной воды, конденсата пара, вводимого в конденсатор, и термопары для измерения температуры исходной воды и выходящей из конденсатора подогретой и рециркулируемой воды. Тогда при различных режимах работы ТЭЦ можно, изменяя степень рециркуляции, устанавливать близкую к номинальной величину расхода подпиточной воды через конденсатор турбины, изменяя при этом в зависимости от расхода и температуры исходной воды степень подогрева подпиточной воды в конденсаторе, а также электрическую мощность ЧНД турбины. На рис. 1 изоб-

ражена принципиальная схема рециркуляции сырой воды через основной пучок конденсатора.

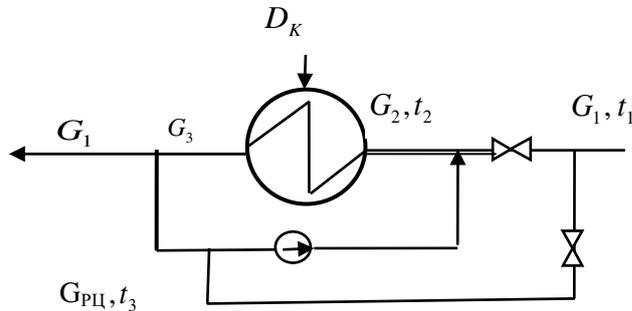


Рис. 1. Схема рециркуляции сырой воды через основной пучок конденсатора

Поток исходной воды с расходом G_1 кг/с и температурой t_1 подается в точку смешения, где смешивается с рециркулируемой водой $G_{РЦ} = G_3 - G_1$ с температурой t_3 . Тогда через конденсатор будет проходить после смешения суммарный расход воды $G_2 = G_{РЦ} + G_1$ с температурой t_2 .

При различных эксплуатационных режимах работы ТЭЦ с рециркуляцией сырой воды в конденсаторе 50-КЦС-4 турбины ПТ-65-130/13, расходах нагреваемой воды G_{2i} кг/с и греющего пара D_{Ki} кг/с, поступающего в конденсатор из ЧНД, температура сырой воды на выходе из конденсатора будет составлять $t_{3i} = t_{2i} + \Delta t_{Ki}$, где $\Delta t_{Ki} = D_{Ki} \Delta h_{Ki} / c_p G_{2i}$ – повышение ее температуры в конденсаторе. Здесь $\Delta h_{Ki} = h_{Ki} - h'_i$ – внутренняя теплота конденсации пара, h_{Ki} – энтальпия пара в конденсаторе, h'_i – энтальпия конденсата пара. Обозначив через $\mu_i = G_{1i} / G_H$ степень рециркуляции в конденсаторе, где G_H – номинальный расход воды в конденсаторе, представим при различных режимах работы ТЭЦ температуру воды на входе как $t_{2i} = (1 - \mu_i)t_{3i} + \mu_i t_{1i}$, или $t_{2i} = t_{1i} + \frac{(1 - \mu_i)\Delta t_{Ki}}{\mu_i}$. Тогда температура воды на выходе из конденсатора

$$t_{3i} = \frac{t_{2i} - \mu_i t_{1i}}{1 - \mu_i}. \text{ Уровень подогрева охлаждающей воды в конденсаторе}$$

турбины ПТ-65-130/13 при ее расходе $G_H = 8000$ т/ч пропорционален расходу пара, поступающего в конденсатор из ее ЧНД $\Delta t_{Ki} = 0,24 D_{Ki}$ в соответствии с его характеристикой. Тогда температура $t_{2i} = t_{1i} + 0,24 D_{Ki} \frac{(1 - \mu_i)}{\mu_i}$. На

рис. 2 и 3 показано влияние расхода пара D_{Ki} и температуры сырой подпиточной воды t_{1i} , подаваемой на ТЭЦ, на повышение ее температуры на входе t_{2i} и выходе t_{3i} из конденсатора при расходе $G_1 = 1500$ т/ч, а на рис. 4 и 5 – при $G_1 = 2000$ т/ч. Пунктирные линии на рис. 2–5 соответствуют температуре воды t_{2i} , а сплошные – t_{3i} .

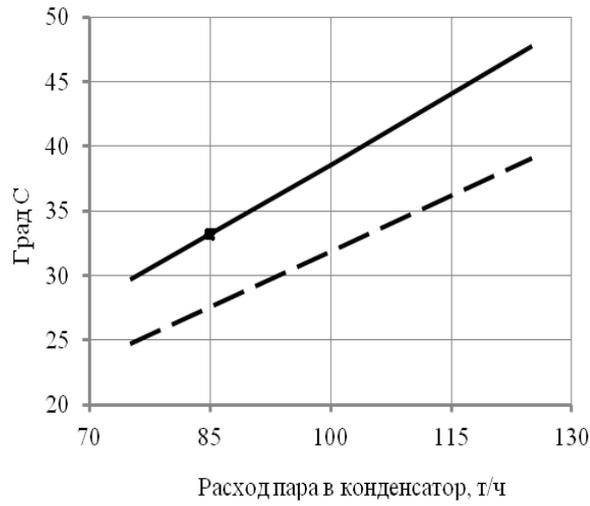


Рис. 2. Изменение температуры подогрева воды t_{2i} и t_{3i} (при $t_1 = 3^\circ C$)

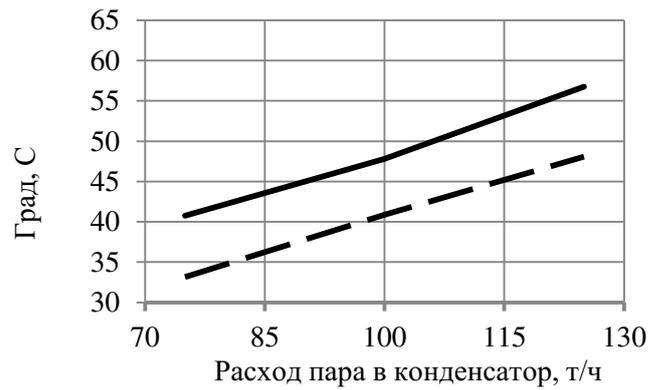


Рис. 3. Изменение температуры подогрева воды t_{2i} и t_{3i} (при $t_1 = 12^\circ C$)

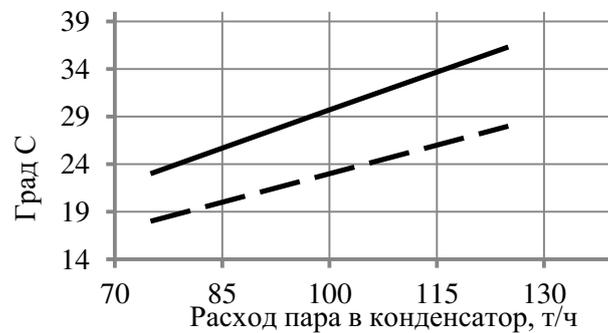


Рис. 4. Изменение температуры подогрева воды t_{2i} и t_{3i} (при $t_1 = 3^\circ C$)

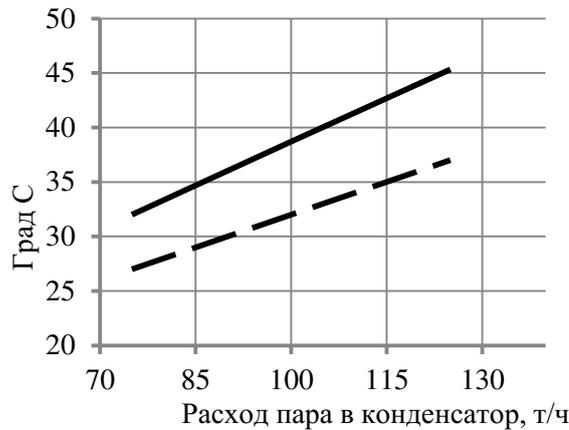


Рис. 5. Изменение температуры подогрева воды t_{2i} и t_{3i} (при $t_1 = 12^0 C$)

В [3] предложена обобщенная полиномиальная зависимость мощности ЧНД, $N_{\text{ЧНД}}$, от расхода пара D_{Ki} , сырой воды G_{2i} , давления в конденсаторе P_{Ki} , температуры сырой воды t_{2i} на входе в конденсатор, полученная при аппроксимации результатов экспериментальных исследований конденсаторов нескольких типов паровых турбин ТЭЦ. С небольшой модификацией эта зависимость была использована нами при анализе эффективности подогрева и рециркуляции сырой подпиточной воды в основном пучке конденсатора турбины ПТ-65-130/13.

$$N_{\text{ЧНД}} = -582 - 22,93t_{2i} + 620,65D_{Ki} + 3,564D_{Ki}^2 - 7,399t_{2i}D_{Ki} - 6,4 \Delta h_{Ki} \left(\frac{1}{G_{2i}} + c \right) D_{Ki} - 1,723 \Delta h_{Ki} \left(\frac{1}{G_{2i}} + c \right) D_{Ki}^2.$$

Здесь $c = \Delta h_{\text{мин}} / D_{Ki} \Delta h_{Ki}$ – коэффициент чистоты поверхности трубок основного пучка [1], $\Delta h_{\text{мин}}$ – энтальпия при минимальном температурном напоре δt_i .

Температура и энтальпия насыщения в конденсаторе, имеющем контур рециркуляции, может быть определена по выражениям $t_{Si} = \frac{t_2 - \mu t_1}{1 - \mu} + \delta t_i$ и

$$h_{Si} = h_{2i} + D_{Ki} \Delta h_{Ki} \left(\frac{1}{G_2} + c \right).$$

Величины минимального температурного напора в кон-

денсаторе δt_i могут быть определены по аппроксимационному выражению, приведенному в характеристике турбины ПТ-65-130/13:

$$\delta t = 10,995 - 0,3936 t_{2i} + 0,005232 t_{2i}^2 - 0,052 D_{Ki} + 0,000564 D_{Ki} t_{2i} + 0,00036224 D_{Ki}^2.$$

На рис. 6 и 7 показано влияние на величину давления в конденсаторе P_{Ki} расхода пара D_{Ki} и температуры холодной сырой воды t_{1i} . Сплошные линии соответствуют температуре $t_1 = 3^0 C$, пунктирные – $t_1 = 12^0 C$.

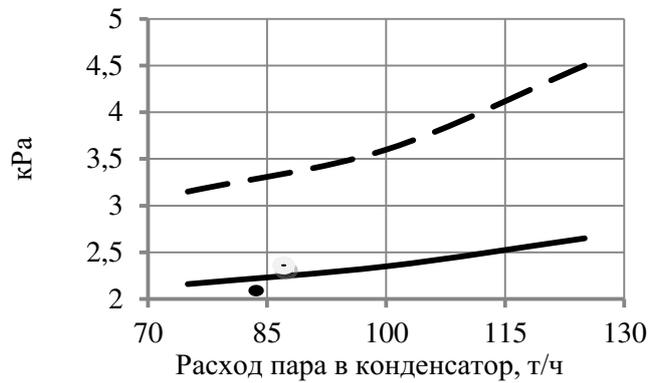


Рис. 6. Изменение давления в конденсаторе P_{ki} от температуры сырой воды t_1 (при $G_1 = 1500$ т/ч)

На рис. 8 и 9 показано изменение мощности ЧНД этой турбины в зависимости от расхода пара D_{ki} и температуры t_1 сырой воды. Так же, как и на рис. 6 и 7, сплошные линии соответствуют температуре воды $t_1 = 3^\circ C$, а пунктирные – $t_1 = 12^\circ C$.

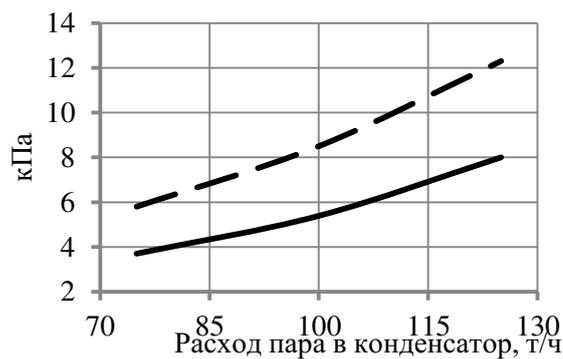


Рис. 7. Изменение давления в конденсаторе P_{ki} от температуры сырой воды t_1 ($G_1 = 2000$ т/ч)



Рис. 8. Влияние расхода пара в конденсатор D_{ki} и температуры сырой воды t_1 на внутреннюю мощность ЧНД турбины ПТ-65-130/13 (при $G_1 = 1500$ т/ч)

Приведенные результаты проведенного нами расчетного анализа показывают, что при работе ТЭЦ с открытой теплофикационной системой с уменьшенными относительно расчетных нагрузками горячего водоснабжения и расходами подпиточной воды теплосети применение на них нового метода [2] подогрева в основном пучке конденсатора паровой турбины, например ПТ-65-130/13, всего потока сырой подпиточной воды с ее рециркуляцией в конденсаторе позволяет при минимальных дополнительных затратах получить значительный экономический эффект. Он связан с тем, что в течение всего периода работы ТЭЦ с нагрузками горячего водоснабжения порядка 7500–8000 часов в год появляется возможность обеспечить высокоэкономичную работу этой паровой турбины в конденсационном режиме с теплофикационным противодавлением.

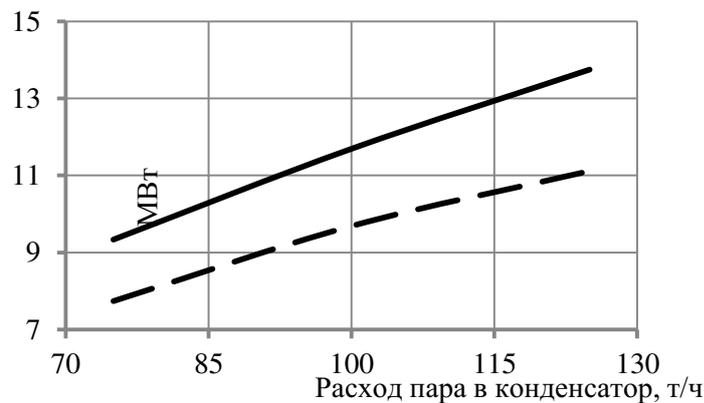


Рис. 9. Влияние расхода пара в конденсатор $D_{кi}$ и температуры сырой воды t_1 на внутреннюю мощность ЧНД турбины ПТ-65-130/13 (при $G_1 = 2000$ т/ч)

При этом достигается повышение не только когенерационной выработки электроэнергии на тепловом потреблении – важнейшего показателя термодинамической эффективности ТЭЦ, но и увеличение на 7–15 мВт ее электрической мощности в зависимости от режимов работы ТЭЦ с тепловыми нагрузками ГВС. Например, в зимний период при средней температуре сырой подпиточной воды $t_1 = 3^{\circ}C$ и при расходе пара через ЧНД турбины ПТ-65-130/13 85 т/ч (см. рис. 2) вследствие рециркуляции воды повышается ее расход и температура t_2 на входе в конденсатор. При этом $t_2 = 27,5^{\circ}C$, а температура выходе из конденсатора будет равна $t_3 = 33^{\circ}C$. Расход G_2 воды через конденсатор повышается за счет рециркуляции с 1500 до 8000 т/час, а давление пара в конденсаторе будет равно 2,3 кПа (см. рис. 6) с увеличением внутренней мощности ЧНД турбины ПТ-65-130/13 до 12,2 мВт. Предположительно, срок окупаемости дополнительных затрат в предлагаемую реконструкцию тепловой схемы ТЭЦ не превысит одного года.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоиздат, 1982.
2. Теплоэлектроцентральный с открытой теплофикационной системой. Заявка на изобретение № 2014109457 от 11.03.2014.
3. Шапиро Г.А. Повышение эффективности работы ТЭЦ. – М.: Энергоиздат, 1981.
4. Цыбизов Ю.И., Шелудько Л.П. Высокоманевренная ТЭЦ для энергоснабжения новых город-

- ских микрорайонов // Проблемы теплоэнергетики: Сб. науч. тр. по мат-лам XII Междунар. науч.-техн. конф. – Вып. 3. – С. 90–95. – Саратов, 2014.
5. Баринберг Г.Д. и др. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода. – 2010.
 6. Шаранов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. – М.: Энергоатомиздат, 1996.
 7. Трухний Л.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Изд. МЭИ, 2002.
 8. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. – М.: Энергия, 1975.

Статья поступила в редакцию 15 января 2015 г.

INCREASING OF POWER AND ECONOMICAL EFFICIENCY FOR A HEAT AND ELECTRICITY PLANT WITH THE OPEN DISTRICT HEATING SYSTEM

M.Yu. Livshits, L.P. Sheludko

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russia

The causes of decreasing energy efficiency and marketability of open-district heating-system heating and power plants (HPP) have been analyzed. The conversion to the closed-district heating systems is planned but it will reduce cogeneration electricity production by heat consumption, which is the main index of the thermodynamical efficiency of HPPs. The application practicability of a new approach to low cost modernization of open-district system HPPs is discussed. It includes heating and recirculation of the whole flow of feeding water in the condenser of one of the turbines. Approximation dependence based on the experimental data is used for computational analysis of thermodynamical efficiency of the suggested approach. The experimental investigations have been conducted for a number of low-pressure steam turbines of different types. It is shown that during the whole year operation period, ST-65-130/13 turbine power can be increased by 7-15 MVt depending on the operational mode of the HPP.

Keywords: *heat and electricity plant, cogeneration, investigation, turbine, condensator, recirculation, water, feeding.*

*Mihail Yu. Livshits (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Leonid P. Sheludko (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.*