

Секция 1. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

*Председатель секции
зав. кафедрой «Тепловые электрические станции»
д.т.н., проф. Е.В. БАРОЧКИН
Секретарь секции ст. преподаватель Н.С. Асташов*

*А.А. Хамедзянов, студ.; рук. Б.Л. Шелыгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАССЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОТЛА- УТИЛИЗАТОРА Е-50-0,7-250 ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Целью работы являлось установление условий работы котла Е-50-0,7-250 при трех возможных вариантах:

- 1) утилизация теплоты газов после ГТУ-6П;
- 2) утилизация теплоты газов после ГТУ-6П при сжигании дополнительного энергетического топлива;
- 3) автономный режим работы котла - утилизатора КУ марки Е-50-0,7-250 (без утилизации газов ГТУ-6П) при сжигании энергетического топлива в количестве, соответствующем тепловой нагрузке котла.

КУ имеет следующие характеристики:

- паропроизводительность котла, 50 т/ч;
- номинальная температура перегретого пара, 250 °С;
- температура сетевой воды на входе в газовый подогреватель сетевой - воды, 60 °С;
- температура питательной воды, 140 °С.

Расчетное исследование выполнялось с использованием программы расчета котлов «ТРАКТ». В качестве топлива принят природный газ. Расчетная схема включает газовый, водопаровой, водяной и воздушный тракты.

Для варианта №1 при расходе топлива 2375 м³/ч и коэффициенте избытка воздуха $b_{yx}=4,53$ температура газов за ГТУ (на входе КУ) составляет 515 °С. В этом случае КУ обеспечивает паропроизводительность 20 т/ч. Эта величина соответствует минимально допустимой па-

ропроизводительности по условию обеспечения надежности циркуляции рабочей среды в топочных экранах.

Основную роль в парообразовании играют конвективные поверхности нагрева, прежде всего испарительный пакет ($x_{исп} = 74\%$) и водяной ЭКО ($x_{эко} = 11\%$). КПД КУ равен 80,2% ввиду высокой потери теплоты q_2 .

Применительно к варианту №2 для обеспечения требуемой $D_{П} = 50$ т/ч необходимо сжигание дополнительного топлива, подаваемого через основные горелки. Одновременно через эти горелки в топку должна поступать часть утилизируемых газов, используемых в качестве окислителя. Оставшаяся часть газов по обводному газоходу сбрасывается в топку перед фестоном с долей байпасирования 0,4ч0,7.

Расход дополнительно сжигаемого топлива составлял 2100ч2200 м³/ч. Несмотря на одинаковую температуру уходящих газов 107 °С (по сравнению с вариантом №1) ввиду пониженного коэффициента b_{yx} потеря теплоты q_2 ниже (11,1%). За счет этого КПД возрастает до 88,1% КУ.

В третьем варианте исследовались условия работы КУ, когда поступающее через горелки топливо сгорает в потоке холодного воздуха, забираемого вентилятором из-за пределов котельного отделения. Для диапазона нагрузок 20ч50 т/ч при расходе топлива 1560ч3895 м³/ч и температурах наружного воздуха 75ч95 °С КПД КУ составляет 94,5-95,1 %. Оптимальная паропроизводительность КУ в автономном режиме $D_{опт}$ равнялась 40 т/ч.

Согласно минимальному значению удельного расхода натурального топлива 0,103 м³/(кВт*ч) наиболее эффективным является режим №2, при наименьшем дополнительном расходе топлива.

*М.С. Анкудинова, асп.; К.Э. Обозов, студ.;
рук. Е.А. Ларин, к.т.н., проф.
(СГТУ, г. Саратов)*

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ СТРУКТУРНО СЛОЖНЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПГУ

Термодинамическое совершенствование парогазовых установок (ПГУ) идет по пути повышения параметров газа и пара перед газовой и паровой турбинами, усложнения схем с применением двух и трех уровней давления генерируемого в котлах-утилизаторах (КУ) пара, использования комбинированной выработки электрической и тепловой

энергии. Все это приводит к повышению электрического КПД и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, системной экономии топлива, снижению надежности работы ПГУ в системах теплоэнергоснабжения.

На рис.1 приведена принципиальная тепловая схема отопительной ПГУ с тремя уровнями давления генерируемого пара.

Результаты расчетов тепловых схем отопительных ПГУ мощностью 110 МВт на базе ГТУ типа PG6111FA в сопоставимых условиях приведены в табл. 1.

Из таблицы следует, что суммарная поверхность теплообмена КУ увеличивается вследствие приближения изобары отвода теплоты к изобарам подвода теплоты при генерации пара, что в условиях усложнения конструкции приводит к снижению показателей надежности (ПН) работы КУ и ПГУ в целом.

В основу вероятностной математической модели расчета одного из важнейших единичных показателей надёжности КУ, его безотказности, положено следующее:

- КУ делится на зоны, каждая из которых вносит свой вклад в вероятность отказа. При этом экономайзерная зона содержит четыре участка, испарительная имеет участки развитого кипения и ухудшенного теплообмена, перегревательная зона состоит из двух участков;

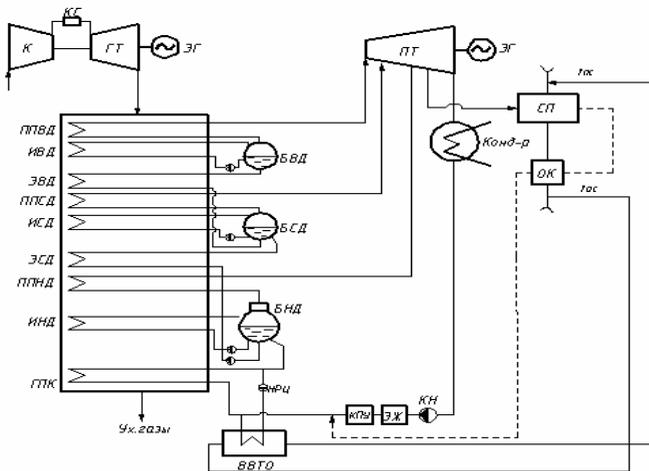


Рис.1. Принципиальная тепловая схема отопительной ПГУ

Таблица 1. Результаты расчетов энергетических характеристик КУ структурно сложных тепловых схем ПГУ

Показатель	Схема ПГУ с 2 уровнями давления пара				Схема ПГУ с 3 уровнями давления пара			
	Температура наружного воздуха, °С							
	30	15	-1,8	-26	30	15	-1,8	-26
Тепловсприятие КУ, МВт	115,7	110,6	113,4	117,4	119,2	113,4	117,1	121,1
Тепловсприятие ГПК, МВт	15,68	14,98	15,53	16,17	17,38	17,84	18,43	19,09
Тепловая нагрузка ГВС, Гкал/ч	21,58	21,59	70,83	70,50	21,58	21,59	70,83	70,50
Мощность ПТУ, МВт	75,4	77,42	78,74	79,20	75,4	77,42	78,74	79,20
Мощность ГТУ, МВт	28,85	27,70	26,8	27,30	31,86	31,49	30,40	31,54
Мощность ПГУ, МВт	104,2	105,1	105,5	106,4	107,2	108,9	109,1	110,7

- действующие напряжения являются случайными величинами, разброс которых относительно математического ожидания определяется глобальными и локальными факторами. Глобальные неопределённости характерны для всех зон КУ. Локальные неопределённости статистически независимы, поэтому для получения общего закона распределения случайной величины напряжений могут быть использованы свёртки дифференциальных функций распределения;

- служебные характеристики применяемых материалов являются случайными величинами;

- оценка безотказности проводится из условия определения вероятности непревышения действующих напряжений над допустимыми на каждом расчётном участке.

В соответствии с феноменологическим подходом к расчету надежности элементов энергооборудования под безотказностью элемента следует понимать вероятность непревышения величины нагружения $X(t) = \{x_1, \dots, x_i, \dots, x_{\rho} t\}$ прочности $Y(t) = \{y_1, \dots, y_i, \dots, y_{\rho} t\}$, то есть попадания функции работоспособности (ФР) $Z(t) = Y(t) - X(t)$ в область отрицательных значений. Если в КУ выделено $m (m = I, \mathbb{N})$ элементов, а безотказность каждого из них характеризуется $n (n = I, \hat{n})$ ФР, то условие безотказности запишется в виде

$$Z_{n,m}(t) = \{\min[Y_{nk}(t) - X_{nk}(t)]\}_m > 0, m \in \mathbb{N}, n \in \mathbb{N} \quad (1)$$

где k-количество анализируемых зон КУ.

Вероятность того, что для m -го участка КУ (опуская индекс m) действующие напряжения $\sigma(t)$ превысят допустимые $\bar{\sigma}(t)$, то есть $Z(t) \geq 0$, определится как

$$F[\sigma(t) > \bar{\sigma}(t)] = \iint f(\sigma, \bar{\sigma}, t) d\sigma d\bar{\sigma}, \quad (2)$$

где $f(\sigma, \bar{\sigma}, t)$ - совместная дифференциальная функция распределения вероятностей приведённых напряжений и длительной прочности.

Наибольший размах температурных пульсаций достигается на участке ухудшенного теплообмена и обусловлен поочередным омыванием внутренней стенки трубки КУ кипящей водой и паром. Максимальное значение температурных пульсаций не превышает значения $\Delta t_{\max} = t_r - t_s$, где t_r - температура греющей среды (продуктов сгорания после газовой турбины) в соответствующей зоне ПГ; t_s - температура насыщения. Размах температурных пульсаций определяется условиями теплопередачи и рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{II} = \frac{\Delta t_{\max} (\alpha_2^* - \alpha_2) (R_1 + R_{cm})}{1 + (\alpha_2^* + \alpha_2) (R_1 + R_{cm}) + \alpha_2^* \alpha_2 (R_1 + R_{cm})^2}, \quad (3)$$

где α_2^* , α_2 - коэффициенты теплоотдачи при ухудшенном теплообмене и режиме развитого кипения; R_1 , R_{cm} - термические сопротивления теплоотдачи от газа к стенке и сопротивление стенки.

Так как величина $\Delta t_{II} < \Delta t_{\max}$, то амплитуда температурных напряжений $\sigma_a < \sigma_a^{\max}$, значения которых определяются как

$$\sigma_a = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_{II}}{2}; \quad \sigma_{\max} = \frac{\alpha E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_{\max}}{2}.$$

Учитывая, что $0 < \sigma_a < \sigma_a^{\max}$, можно считать, что случайная величина σ_a распределена по усечённому закону Рэлея с параметрами \mathcal{E} и S_{σ} то есть

$$f(\sigma_a) = \frac{\mathcal{E} \sigma_a}{S_{\sigma_a}^2} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_a}{S_{\sigma_a}}\right)^2\right], \quad (4)$$

где $\varepsilon = [1 - \exp(-\sigma_{a \max}^2 / 2S_{\sigma_a}^2)]_{\sigma_{a \max}}$ - параметр усечения, определяемый из условия нормировки $\int_0^{\sigma_{a \max}} f(\sigma_a) d\sigma_a = 1$.

Учитывая вклад каждого змеевика в общую надёжность, вероятность безотказной работы ПГ определится как

$$P(t) = \{P(\sigma < \bar{\sigma}, t) P(\sigma_a < \sigma_{ad}, t)\}^m, \quad (5)$$

где m - количество змеевиков в парогенераторе.

Разработанная вероятностная модель расчёта безотказности КУ позволяет выявить влияние схемных решений, термодинамических параметров рабочего тела и конструктивных характеристик КУ на его ПН (табл. 2).

Таблица 2. Коэффициент готовности КУ структурно сложных ПГУ

Участок КУ	ПГ с одним уровнем давления	ПГ с двумя уровнями давления	ПГ с тремя уровнями давления
Экономайзер	0,9920	0,9923	0,9930
Испаритель	0,9711	0,9800	0,9927
Пароперегреватель	0,9800	0,9810	0,9820
КУ в целом	0,9450	0,9530	0,9680

Е.Н. Яганов, асп.; рук. В.Г. Томилов д.т.н., проф., (НГТУ, г. Новосибирск)

ПРОГРАММА ОБНОВЛЕНИЯ КОТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ ТЭС

Состояние производственных фондов пылеугольных ТЭС характеризуется высокой степенью изношенности. Суммарная мощность устаревшего оборудования на ТЭС составляет 82,1 млн. кВт, или 39 процентов установленной мощности всех электростанций [1].

Большинство генерирующих компании приоритетным направлением в реализации своих инвестиционных программ считают модернизацию оборудования, так как удельные затраты средств при этом ниже чем при возведении новых мощностей.

Анализ вариантов обновления котельного оборудования ТЭС

При обновлении ТЭС рекомендуется использовать новейшие технологии [2].

Выбор направления по повышению технического уровня ТЭС определяется состоянием физического износа и морального старения

основного оборудования. Повышение эффективности котельных установок возможно за счет:

- снижения температуры уходящих газов;
- газоплотное исполнение ограждений топочной камеры и конвективной шахты;
- применение технологий «сухого» шлака при сжигании твердого топлива.

Для различных типов котлов за счет перечисленных и других мероприятий прогнозируемое повышение экономичности агрегата составляет 2,7...3,4% [2].

Выбор объекта для реализации программы обновления

Теплоэлектроцентрали с давлением пара 130 кгс/см² являются доминирующей группой по установленной мощности энергетической отрасли страны с долей участия 31,5% [2]. На территории РФ насчитывают порядка 106 котлов серии ТП-80...87 (Е-420-140), являющиеся котельными установками данной группы ТЭЦ-130.

Примером тепловой электростанции типа ТЭЦ-130 с установленными котлами серии ТП-80...87 является Новосибирская ТЭЦ-2, ОАО «Сибэко». Котлы обладают следующими основными конструктивными недостатками, выявленными в процессе эксплуатации и являющиеся причинами снижения надежности и экономичности их работы:

- конструкция обмуровки котлов не достигает нормативной плотности топочных камер.
- низкая эффективность котла, связанная с завышенной температуры уходящих газов. Конструкция не обеспечивает устойчивый выход шлака и полное сжигание топлива.
- при сжигании кузнецких каменных углей выбросы оксидов азота NO_x выше нормативных значений 540 мг/м³ и составляет не менее 700 мг/м³ [3].

Разработка программы обновления котлов ТП-80...87

Произведенный анализ конструкции котла ТП-87 и эксплуатационных показателей его работы приводят к выводу о не соответствии требованиям НТД [3]. Предлагаются следующие мероприятия по обновлению данных котлов:

1. Реконструкция. Замена поверхностей нагрева топки котла на газоплотные экраны.

Цель – сохранение в объеме установленной электрической мощности станции ~ 80 МВт (эквивалент паровой нагрузки котла 420 т/ч). Назначается новый парковый ресурс поверхностей нагрева котла.

Эффект: газоплотные сварные экраны имеют на 10...15% меньшую массу металла на единицу лучевоспринимающей поверхности по срав-

нению с гладкотрубными. Трубы Ш 60Ч6 сталь 12Х1МФ с сваркой полосы 6Ч20 сталь 12Х1МФ. Газоплотная топка обеспечит глубокую интенсификацию горения твердого топлива, существенно снизит температуру уходящих газов, за счет исключения присосов воздуха, не участвующего в горении. Происходит повышение КПД до 91 %.

2. Модернизация. Установка системы ступенчатого сжигания топлива с применением пыли ультратонкого помола.

Эффект: Технология включает стадийную подачу топлива в три зоны сжигания. При этом в зону восстановления подается угольная пыль от дезинтеграторов – механоактивированная пыль с тониной 20 мкм по моде. Способ получения механоактивированной пыли разработан профессором института теплофизики СО РАН А.П. Бурдуковым [4]. При сжигании микропыли в условиях недостатка кислорода выход летучих и конверсия углерода происходит более интенсивно, чем при сжигании пыли от энергетических углеразмольных мельниц. Технология позволяет достичь концентрации оксидов азота в уходящих газах на уровне 450 мг/м^3 , что удовлетворяет требованиям к котельным установкам [5].

3. Техпереворужение. Замена системы твердого шлакоудаления котла на «сухое» шлакоудаление.

Технология «сухого» шлакоудаления заключается в замене существующих «мокрых» систем золошлакоудаления, где тепло шлаков теряется при охлаждении водой в шлаковых комодах.

Эффект: тепло золошлаков будет использоваться в топочном процессе путем передачи его воздуху, который направляется в топку для сжигания. Увеличение КПД котла на 0,5%.

Обоснование целесообразности реализации мероприятий

Общие капиталовложения состоят из капиталовложений в новые поверхности нагрева [6,7], в систему стадийного сжигания с применением пыли ультратонкого помола [5], в систему «сухого» шлакоудаления от котла [8]. Капиталовложения в четыре котлоагрегата происходят последовательно по 122,343 млн.руб/год с 2012 года. Общий размер эффекта от обновления ТП-87: 37,979 млн. руб./год.

Горизонт проекта – 28 лет. Парковый ресурс металла устанавливаемых поверхностей нагрева.

Принятая ставка дисконтирования при оценке критериев эффективности инвестиционной программы 14,1 % для ОАО «СибЭКО». Цена условного топлива 2252 руб/тут.

Чистый дисконтированный доход в конце горизонта проекта 372,885 млн. руб/год, рис. 1. Срок окупаемости проекта составил 8 лет.



Рис.1. Изменение показателя ЧД и ЧДД на всем горизонте проекта

Таким образом, проведенный анализ доказывает коммерческую эффективность предложенного варианта обновления ТЭС.

Выводы

1. Состояние производственных фондов ТЭС характеризуется высокой степенью изношенности.
2. В контексте предложенной тематики представлены основные принципы развития отрасли: минимизация удельных расходов топлива путем модернизации (реконструкции); снижение техногенного воздействия электростанций на окружающую среду.
3. Предлагаемые мероприятия по обновлению котлов включают комплекс новейших технологий: системы ступенчатого сжигания топлива с применением микропыли, а также «сухое» шлакоудаления.
4. Проведенный анализ указывает на техническую и коммерческую целесообразность предложенных вариантов обновления оборудования ТЭС.
5. Программа универсальна для всех котлов группы ТЭЦ-130.

Библиографический список

1. Генеральная схема размещения объектов электроэнергетики до 2020 года [Электронный ресурс] // Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике: сайт. 2008. URL: <http://www.e-apbe.ru/scheme/qs.doc> (дата обращения: 09.08.2011).
2. Ключевые события электроэнергетики России в 2011 году [Электронный ресурс] // Данные Минэнерго РФ: сайт. 2012. URL: <http://holding-energy.ru/elektroenergetika-rossii.html> (дата обращения 28.11.2012)
3. Яганов Е.Н. Обследование технического состояния котлоагрегата ТП-81, ст. №9 Новосибирской ТЭЦ-2 перед реконструкцией золоулавливающей установки: технический отчет.- ОАО «Сибтехэнерго», инв.1398 Новосибирск.- 2012. – 95 с.

4. **Бурдуков А.П.** Использование механоактивированных углей микропомола в энергетике // Ползуновский вестник. 2010. №1. с.15-20.
5. **Яганов Е.Н.** О применении пыли ультратонкого помола в системах ступенчатого сжигания топлива // Современные технологии в энергетике: сб. науч. тр. М. Изд-во ВТИ, 2012. – С.274-280.
6. Технико-экономическая эффективность энергоблоков ТЭС. Ларионов В.С. и др.//Учебное пособие, Новосибирск, 1998 – 32 с.
7. **Григорьева О.К., Боруш О.В.** Расчёт тепловых схем паротурбинных ТЭС. Новосибирск: Изд-во Новосиб. гос. техн. ун-та, 2010. 57 с.
8. Системы сухого золошлакоудаления [Электронный ресурс] // The company RVS: сайт. 2011. URL: <http://www.en.rvSCO.ru/solution/1/275> (дата обращения 03.12.12).

*Е.С. Белов, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ КОТЛА ПК-20-4 ЗА СЧЕТ ВНЕСЕНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ

Большинство ТЭЦ Центрэнерго РАО ЕЭС России, построенные в 60-70-е годы прошлого века, имеют низкие режимные и экономические показатели.

Настоящее расчётное исследование посвящено разработке предложений вариантов реконструкции хвостовых поверхностей нагрева парового котла ст.№7 ПВС ЗСМК (г. Новокузнецк) марки ПК-20-4 с целью повышения их тепловосприятости, утилизации теплоты уходящих газов и увеличения КПД котла.

Котёл марки ПК-20-4, предназначенный для сжигания твёрдого топлива, имеет двухступенчатую компоновку водяного ЭКО и ВЗП. Такая компоновка поверхностей нагрева была необходима для достижения температуры горячего воздуха выше 380 °С по условию сушки топлива в мельничных устройствах.

При сжигании газовых топлив повышение экономичности котла при неизменной высоте опускаемого газохода может быть достигнуто за счёт удаления части ВЗП и соответствующего размещения дополнительного ЭКО.

В настоящей работе, с использованием расчетной модели парового котла, выполнен анализ размещения дополнительной ступени экономайзера (ЭКО-3) согласно двум предлагаемым вариантам:

1. за счет удаления из газохода верхней части ВЗП-1;
2. за счет удаления ВЗП-2.

Сравнительный анализ выполняется с использованием программы «ТРАКТ».

По условию экономии топлива, снижению металлозатрат и энергозатрат на собственные нужды все новые технические предложения являются предпочтительнее по сравнению с существующим (исходным) вариантом. Наилучшим являются показатели вариантов №1 и №2 при максимально возможных изменениях значений дополнительной экономайзерной поверхности (ЭКО-3), соответственно составляющих 1265 и 983 м². Таким образом, по сравнению с вариантом №1 экономия экономайзерных поверхностей нагрева применительно к варианту №2 составляет 282 м². При этом дополнительно на 722 м² снижается поверхность нагрева ВЗП. В результате реконструкции котла температура уходящих газов может быть снижена на 26-45 °С при соответствующем повышении КПД котла (брутто) на 2,0-3,4% и снижении удельного расхода условного топлива на 3,9-6,5 кг у.т./Гкал. Лучшим следует признать вариант №2 при минимально возможной поверхности нагрева дополнительной ступени ЭКО (983 м²). При этом в случае снижения сопротивления газового тракта на 55,1 кг/м² и воздушного тракта на 33,15 кг/м² снижение мощности, расходуемой на собственные нужды, не превышает 57,0 кВт.

По сравнению с вариантом №1 перерасход энергозатрат на собственные нужды для варианта №2 составляет 39,2 кВт. Однако при этом в за счёт снижения температуры уходящих газов, повышается КПД котла (брутто) на 0,39%. При снижении удельного расхода топлива на 0,7 кг у.т./Гкал и общем снижении металлозатрат на 440 м² самым перспективным в условиях реконструкции опускового газохода котла ПК-20-4 является вариант №2.

В результате анализа установлены общая компоновка поверхностей нагрева в опускном газоходе котла и конструктивные особенности дополнительной ступени водяного экономайзера (ЭКО-3).

*Д.А. Кирпичников, студ.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРЕДЛОЖЕНИЕ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОВОГО КОТЛА ПК-41 ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ МОЩНОСТИ ЭНЕРГОБЛОКА ДО 330 МВт

Основная часть энергетического оборудования выработала установленный парковый ресурс. В настоящих рыночных отношениях решение проблемы возможно за счёт модернизации существующих установок электростанций. Конаковская ГРЭС укомплектована турбоустановками К-300-23,5, двухкорпусными котлоагрегатами марки ПК-

41 паропроизводительностью 950 т/ч. По современным требованиям, эти котлы считаются физически и морально устаревшими. Данные котлы не соответствуют современным требованиям по показателям выбросов вредных веществ в атмосферу.

Для анализа характеристик котлоагрегата ПК-41 разработана расчётная модель котла, включающая четыре рабочих тракта. Расчётами установлены низкие характеристики котла существующей компоновки. С использованием расчётной модели котла ПК-41 выявлены его низкие экономические показатели и невозможность повысить его паропроизводительности. В пределах существующих габаритов котла предложен вариант его модернизации с новым компоновочным решением поверхностей нагрева.

Для улучшения характеристик котла ПК-41 и увеличения его паропроизводительности предлагается:

- увеличить топочный объём за счет ликвидации пережима нижней (НРЧ) и средней (СРЧ) радиационными частями топочной камеры, удаление горизонтальных пакетов нижних и верхних степеней ширмового пароперегревателя (ШП1 и ШП2);
- установить вместо ширм в горизонтальном газоходе котла два пакета конвективного пароперегревателя;
- исключить из газового тракта переходную зону.

Модернизированный вариант компоновки предполагает увеличение роли ВРЧ в тепловосприятии радиационных поверхностей нагрева.

Расчётом установлена возможность эффективной эксплуатации котла при увеличении паропроизводительности одного корпуса от 475 до 525 т/ч.

Температура уходящих газов в диапазоне изменения электрической мощности энергоблока от 150 до 330 МВт составит 110-134 °С, что на 26-29 °С ниже по сравнению с существующим вариантом.

Модернизация позволит увеличить КПД котла на 2,5 % доведя его до 93-93,5 % при электрических нагрузках энергоблока 250-330 МВт.

Снижение теплового напряжения топочного объёма с 280-340 Мкал/(м³/ч) до 200-235 Мкал/(м³/ч) и снижение температуры горячего воздуха (на 19-21 °С) понижают вероятность образования окислов азота.

*Д.В. Горланов, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АНАЛИЗ СИСТЕМ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕПАРАЦИИ И ПЕРЕГРЕВА ПАРА НА АЭС

В период 2015-2020 гг. России необходимы вводы мощностей на АЭС в среднем 2,5 ГВт/год. При реализации максимального варианта к 2030 г. возможен рост установленной мощности АЭС до 60 ГВт, что приведёт к увеличению доли АЭС в общей выработке электроэнергии в России и к снижению доли ТЭС. Для повышения экономичности АЭС и увеличения выработки электроэнергии в расчёте на 1 кг пара, проходящего через проточную часть турбины, работающей на насыщенном паре, в тепловой схеме блока АЭС применяют сепарацию и промежуточный перегрев пара (СПП). От характеристик СПП существенно зависят технико-экономические показатели турбоустановки, такие как: КПД, разделительное давление, состав тепловой схемы, стоимость оборудования и т.п.

При проектировании и эксплуатации АЭС, ведущие турбостроительные фирмы особое внимание уделяют конструкции СПП. Даже для турбин одного типоразмера иногда применяют различные конструкции СПП: горизонтальные, вертикальные, с предвключённой ступенью сепарации, чтобы на основании опыта эксплуатации и исследований отработать и выбрать наилучший вариант. Например, исследования, выполненные фирмой «Mitsubishi» на горизонтальных сепараторах показали, что увеличение объемного относительного пропуска пара через СПП приводит к падению КПД сепаратора.

С целью выбора наиболее оптимальной конструкции СПП нами был проведён анализ существующих вертикальных и горизонтальных конструкций СПП и выбрана система СПП вертикального типа, состоящая из сепаратора и двух ступеней промежуточного перегрева пара. Для получения технических характеристик выбранной системы СПП был осуществлён расчёт тепловой схемы блока АЭС с турбиной К-1000-60/1500, а также проведен тепловой и гидравлический расчёт СПП. Расчёт показал, что при давлении пара на входе в сепаратор $p_c = 1,2$ МПа гидравлическое сопротивление элементов системы СПП составляет: сепаратора $\Delta p_c = 0,02$ МПа, пароперегревателя первой ступени $\Delta p_1 = 0,03$ МПа, второй ступени – $\Delta p_2 = 0,03$ МПа. Требуемая поверхность нагрева пароперегревателя первой ступени $F_1 = 580$ м², а второй ступени $F_2 = 776$ м² при расходе пара на входе в систему СПП, равном $D = 4753,4$ т/ч. Следует отметить, что на каждом выхлопе ЦВД

турбины установлено по два сепаратора. При входе потока пара после СПП в ЦНД турбины наблюдается разверка давлений пара, которая лежит в пределах $\Delta p_i = 0,005 \pm 0,013$ МПа.

*Д.Ю. Коробочка, студ.; рук. Ю.Н. Муромкин, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА АУК ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ОПЕРАТИВНЫХ ЗАДАЧ НА ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ТГМП-314

Для обслуживания тепломеханического оборудования необходима тщательная подготовка квалифицированных кадров. На всех уровнях обслуживания важны профессиональные навыки его эксплуатации. Надежность и эффективность работы оборудования в значительной степени определяется уровнем эксплуатации, грамотностью обслуживающего персонала, его умением быстро ориентироваться в разных ситуациях и принимать правильные решения. Это возможно лишь при хорошем знании эксплуатируемого оборудования, условий его работы, сопутствующих процессов и путей управления ими.

Разработанный автоматизированный учебный курс (АУК), входит в состав автоматизированной обучающей системы (АОС) по выполнению оперативных задач на котельной установке ТГМП-314.

АОС предназначена для обучения специалистов высших и средних учебных заведений энергетического профиля, а также может быть использована для подготовки и повышения квалификации эксплуатационного персонала котельных цехов ТЭС.

В предложенном разделе АУК подробно рассматривается вывод в ремонт РВП моноблока и включение РВП моноблока в работу после ремонта.

АУК представляет собой законченный программный продукт, включающий обучающий и раздел контроля знаний основных положений. Учебные курсы, входящие в АОС могут изучаться самостоятельно в любой последовательности. . Выполнение каждой оперативной задачи разделено на этапы с указанием цели, последовательности выполнения по шагам и визуализацией результатов с помощью анимации.

Представленный АУК подготовлен в операционной системе Microsoft Windows 7 и выполнен с использованием графического редактора CorelDRAW Graphics Suite X6, анимация разработана в среде Easy GIF Animator. Материал выполнен в среде HTML с применением средств пакета Microsoft Office 2003.

Библиографический список

1. **Инструкция** по эксплуатации котла ТГМП-314 и вспомогательного оборудования Костромской ГРЭС.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации – М.: СПО ОРГРЭС, 2003. – 148 с.

*Д.А.Ковалев, асп.; Г.В. Сойко, асп.; рук. В.Д. Буров к.т.н., доц.
(НИУ МЭИ, г. Москва)*

ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПГУ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

В настоящее время ведущие мировые производители газовых турбин производят ГТУ нового поколения. К таким ГТУ относятся газовые турбины 5-ого и 6-ого поколения, с температурой газов перед газовой турбиной более 1350°C.

Новым поколением в настоящее время принято считать сверхмощные ГТУ (320-375МВт) с температурой уходящих газов свыше 600°C и КПД в открытом цикле на уровне 40%. Такие ГТУ позволяют за счет очень высоких параметров уходящих газов реализовать ПГУ мощностью порядка 500МВт с КПД более 60%. Такие ПГУ уже достаточно широко применяются по всему миру, накоплен большой опыт их эксплуатации и проектирования. Основными производителями ГТУ являются фирмы General Electric (США), Mitsubishi (Япония), Siemens (Германия), Alstom (Франция), Ansaldo (Италия) [1].

Отличительной особенностью парогазовых электростанций является комбинация газотурбинного и паротурбинного циклов связь, между которыми осуществляется с использованием парового котла-утилизатора, преобразующего тепловую энергию горячих газов ГТУ, в тепловую энергию пара, направляемого в паровую турбину. Следует отметить, что при проектировании и создании парогазовой установки характеристики и параметры парового котла-утилизатора (количество контуров котла-утилизатора; давление и температура пара по контурам и давление промежуточного перегрева и др.), ограниченные характеристиками ГТУ (температурой и расходом уходящих газов), могут изменяться в широком диапазоне значений, влияя на технико-экономические параметры ПГУ в целом. Возможность изменения параметров котла-утилизатора и их сильное влияние на эффективность ПГУ требует проведения исследований с целью выявления наиболее оптимальных комбинаций характеристик парогазового энергоблока. Но помимо термодинамических параметров тепловой схемы ПГУ имеется также ряд технических параметров влияющих непосредственно на

технико-экономические показатели блока в целом [1], в частности, к таким показателям можно отнести параметры пара, температурные напоры в испарительных участках котла-утилизатора. Разность температур в испарительном участке (недогрев) влияет на величину тепловой энергии, воспринятой данной поверхностью нагрева котла-утилизатора.

Отличительной особенностью тепловой схемы ПГУ нового поколения являются параметры рабочего тела - давлений перегретого пара 170 бар и температура перегретого пара и пара промперегрева 600°C. Повышение параметров рабочего тела повышает тепловую экономичность ПГУ, но требует применения новых более термостойких материалов, удорожающих установку. Все эти факторы делают актуальным исследование высокотемпературной части котла-утилизатора направленные на сокращение его поверхности, а следовательно и стоимости.

В МЭИ на кафедре тепловых электрических станций разработана методика комплексного оптимизационного исследования [2]. Авторами проведено исследование тепловых схем ПГУ с КУ трех давлений с промежуточным перегревом пара.

В работе проведены исследования трех тепловых схем: Вариант №1 ПГУ на базе ГТУ SGT5-4000F с параметрами пара 125бар/5650С, 30бар/5650С, 5бар/2350С. Вариант №2 - ПГУ на базе ГТУ SGT5-8000H с параметрами пара 125бар/5650С, 30бар/5650С, 5бар/2350С. Вариант №3 – ПГУ на базе ГТУ SGT5-8000H с параметрами пара 170бар/6000С, 35бар/6000С, 5бар/3000С. Результаты расчетов показателей тепловой экономичности вариантов приведены в табл. 1.

Новые блоки ПГУ на основе газовых турбин 6-ого поколения отличаются повышенными (порядка 60%) значениями КПД относительно блоков ПГУ на основе газовых турбин 5-ого поколения и большими единичными мощностями (на уровне 500 МВт). Такие показатели, в частности в блоке SCC5-8000H производства фирмы Siemens, достигнуты в результате: повышения давления пара высокого давления на 35% (5-ое поколение – 130 бар, 6-ое поколение – 180 бар); повышения начальной температуры пара на 35% (5-ое поколение -565°C, 6-ое поколение – 600°C); повышения температуры пара промперегрева на 35% (5-ое поколение - 565°C, 6-ое поколение – 600°C); увеличения массового расхода перегретого пара на 30% (5-ое поколение - 77кг/с, 6-ое поколение – 100кг/с), и увеличения поверхности нагрева КУ на 45%.

Результаты исследований показывают, что переход ПГУ с ГТУ 5-ого поколения на ГТУ 6-ого поколения позволит повысить тепловую экономичность на 1,6-1,9%. Однако, при этом изменяется и стоимость

ПГУ. Таким образом, необходимы технико-экономические исследования.

Таблица 1 Результаты расчетов показателей тепловой экономичности

Параметр	Вариант №1	Вариант №2	Вариант №3
Мощность, брутто	424 963 кВт	574 577 кВт	579 041 кВт
Мощность СН	11 169 кВт	17 711 кВт	18 693 кВт
КПД, брутто	58,79%	60,71%	61,18%
КПД, нетто	57,25%	58,84%	59,21%
Относительная уд. стоимость	100%	94%	101%

В результате установлено, что при параллельном расположении пароперегревателей достигается минимальная суммарная площадь поверхностей пароперегревателей, но такая схема может вызывать неравномерность потока газов в тракте котла, а также такая схема требует применения одного типа металла для всей поверхности, что приводит к очень сильному удорожанию котла-утилизатора. Последовательное же расположение поверхностей с их разбиением на ступени решает проблему возможных перекосов потока газов в тракте котла, но приводит к значительному увеличению суммарной площади поверхности, что увеличивает стоимость котла-утилизатора. Исследование также показало, что возможность применения различных металлов в разных ступенях пароперегревателей решает проблему высокой стоимости и даже позволяет получить стоимость КУ ниже, чем при параллельной схеме.

Следует также отметить, что переход к более высоким параметрам пара (180 бар, 600°C) и увеличение поверхностей нагрева в котле-утилизаторе (на 45%), а следовательно и увеличение его стоимости, а также увеличение КПД по производству электроэнергии указывает на наличие оптимума параметров, которые в условиях российской энергетики будут расходиться со значениями принятыми иностранными производителями. Результаты оптимизационных исследований парогазовых установок на базе ГТУ 6-ого поколения будут являться основой для технических требований для российских энергомашиностроителей – производителей котельного и паротурбинного оборудования.

Библиографический список

1. **Цанев С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 584 с.

2. Буров В.Д. К вопросу об оптимизации параметров мощных парогазовых энергоблоков / В.Д.Буров, Г.В. Сойко, Д.А. Ковалев // Энергосбережение и водоподготовка. – 2012. - №6. – С. 6-11.

*Д.О. Сошин, студ.; рук. П.Г. Михеев, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПЫЛЕСИСТЕМЫ С ШАРОВОЙ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЕЙ

Применение на ТЭС технологии низкоэмиссионного вихревого сжигания топлива (ВИР-технологии) позволяет организовать сжигание пыли со средним размером частиц 100...300 мкм. Однако установленные на ТЭС шаровые барабанные мельницы с центробежными сепараторами типа ТКЗ-ВТИ предназначены для подготовки угольной пыли к факельному сжиганию и не могут выдавать более крупную пыль без дополнительных конструктивных изменений мельницы и сепаратора, а также соответствующего изменения режима работы пылесистемы. Переизмельчение угля приводит к необоснованным затратам электроэнергии на собственные нужды, повышенному износу мельниц, сепараторов и пылепроводов и связанными с этим повышенным затратам на ремонт и техническое обслуживание оборудования. Для поиска возможных путей модернизации оборудования и выбора оптимального режима работы пылесистемы была разработана вычислительная программа, основанная на математических моделях вентилируемой шаровой барабанной мельницы и сепаратора. На основании анализа режима работы существующих пылесистем и результатов расчета были сформулированы характеристики, которыми должна обладать новая конструкция сепаратора:

1. При подаче мельничного продукта с содержанием частиц крупнее 500 мкм $R_{500}=15...30\%$ граничный размер разделения должен находиться в диапазоне 200...400 мкм.

2. Сепаратор должен быть рассчитан на проектную вентиляцию пылесистемы.

3. Реконструкция сепаратора должна быть малозатратной. По возможности необходимо использовать существующую конструкцию или ее элементы.

За основу нового сепаратора была взята конструкции сепаратора типа ТКЗ-ВТИ. На стендовой установке были проведены исследования характеристик разделения нескольких вариантов моделей сепараторов, окончательно к реализации была принята конструкция защищенная патентом [1]. Этот вариант реконструкции сепараторов пыли может

быть рекомендован для практического использования при переводе котлов на сжигание пыли по ВИР-технологии.

Библиографический список

1. Патент РФ на полезную модель №45944, БИ №16, 2005. Центробежный классификатор/Шувалов С.И., Михеев Г.Г., Михеев П.Г., Цешковский Ю.А.

*Р.А. Ильин к.т.н., доц., М.Н. Баева, асп.
(АГТУ, г. Астрахань)*

ОЦЕНКА УДЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ТОПЛИВА ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Основными характеристиками эффективности работы ТЭС являются удельные расходы условного топлива (УРУТ) на отпуск электрической и тепловой энергии. Их снижение ведет к экономии затрат на производство энергии и повышает конкурентоспособность ТЭС на рынке электроэнергии [1].

Определение себестоимости электрической и тепловой энергии, производимой в раздельных теплоэнергетических установках (электрической – в конденсационных паротурбинных, газотурбинных и т.д., тепловой – в котельных) не вызывает сложностей, поскольку расчет расхода топлива поддается простому учету. Проблема возникает при определении реальных топливных затрат на каждый вид энергии, производимый в комбинированном теплофикационном цикле, что обусловлено не только термодинамической и физической особенностью данного цикла, но и механизмом формирования тарифов на энергоносители, учитывающим коммерческие интересы производителей и потребителей энергии. Устанавливаемые тарифы, к сожалению, не всегда являются экономически реальными, как например, при перекрестном субсидировании промышленного и коммунального теплового потребления, когда платят за энергию, получаемую от централизованных источников, в несколько раз дороже ее себестоимости [2].

При централизованной плановой экономике (до 1996 г.) в электроэнергетике применялся физический метод распределения затрат топлива [3]. Применение этого метода в условиях развала системы государственного планирования и бессистемного принятия решений о строительстве котельных на местах вызвало отток потребителей тепла от ТЭЦ и перевод промышленных потребителей на собственные источники теплоснабжения. За период с 1985 по 1995 г. отпуск тепла

снизился на 164 млн. Гкал, или на 23 %, что вызвало необходимость перехода отрасли на действующий в настоящее время метод раздельного производства энергии [4].

Начиная с 1996 г. этот метод стал применяться в качестве официально признанного в электроэнергетике. В отличие от физического, метод раздельного производства энергии учитывает ценность пара из отборов турбин, которые обеспечивают отпуск тепловой энергии по комбинированному циклу. Внедрение метода раздельного производства привело к тому, что значение УРУТ, относимое на отпуск тепла от ТЭС, снизилось в целом по отрасли на 29 кг/Гкал (с 175 до 146 кг/Гкал), а значение УРУТ на отпуск электроэнергии возросло на 34 г/кВтч (с 312 до 346 г/кВтч). Однако после перехода не последовало вытеснение «котельнизации» – строительство индивидуальных источников тепловой энергии [5].

Комбинированная выработка тепла и электроэнергии позволяет экономить до 40 % топлива по сравнению с их раздельным производством. Условное распределение затрат топлива между электроэнергией и теплом при комбинированном производстве должно обеспечивать неоспоримое преимущество именно комбинированного производства как наиболее эффективного метода использования топлива по каждому из видов производимой энергии.

При переходе на физический метод резко повысится уровень УРУТ на тепловую энергию, а следовательно возрастет тариф на тепло. По физическому методу часть расхода электроэнергии на собственные нужды входит в состав УРУТ на тепло, поэтому котельные установки в ряде случаев будут иметь более низкие значения УРУТ на тепло, чем ТЭС.

Существуют также другие методы, которые официально не утверждены и не используются для прогнозирования УРУТ и формирования тарифов. Например, эксергетический метод, который максимально учитывает законы термодинамики и эффект комбинированной выработки электроэнергии и тепла. Значения УРУТ, рассчитанные таким методом, составляют 105-110 кг/Гкал на тепло и 405-415 г/кВтч на электроэнергию.

Использование для ТЭС эксергетического метода распределения затрат топлива по видам энергии может способствовать резкому снижению тарифов на тепловую энергию и, как следствие, спаду интереса генерирующих компаний к когенерации, их ориентации исключительно на оптовый рынок электроэнергии и переходу к раздельной выработке электрической и тепловой энергии, которая станет коммерчески

более выгодной. Такой вариант приведет к обострению проблемы энергосбережения по стране в целом.

Метод раздельного производства электроэнергии и тепла направлен на снижение УРУТ на тепловую энергию (по сравнению с физическим методом распределения затрат топлива). При государственном регулировании деятельности в области тепло- и электроснабжения такой метод был адекватен социально-экономическим условиям 1995 г. Текущее экономическое положение электроэнергетической отрасли диктует необходимость применения метода распределения затрат топлива на тепло и электроэнергию, адекватного нашему времени. Встает вопрос об оценке актуальности применяемых методов и разработке новых подходов.

В связи с этим специалистами филиала ОАО «ИЦ ЕЭС» – Фирма ОРГРЭС ведется работа по технико-экономическому анализу рынка электрической и тепловой энергии. Подготовлен ряд предложений по новому методу расчета УРУТ, который позволит получить оптимальные значения УРУТ для настоящего времени. Предлагается переход на физический метод распределения затрат топлива с одновременным выделением УРУТ на выработку электроэнергии для собственных нужд и последующим включением их в состав топлива, относимого на отпуск электроэнергии. Расчет УРУТ на тепло для ТЭЦ будет аналогичен расчету УРУТ для котельных установок, где затраты электроэнергии на собственные нужды не учитываются, а являются отдельной статьей при формировании тарифов. ТЭЦ получают возможность конкурировать на ОРЭМ (оптовый рынок электроэнергии и мощности) и одновременно будут заинтересованы в привлечении тепловых потребителей, т.е. увеличивать долю теплофикационной выработки. Но не следует забывать о возможном перекрытии эффекта снижения тарифа на тепло за счет затрат электроэнергии на собственные нужды более высокими потерями в тепловых сетях по сравнению с котельными. Кроме того, единица тепловой энергии всегда должна быть дешевле единицы электрической энергии в целях предотвращения использования электроэнергии для теплоснабжения. Анализ этого предложения выполнен на примере ТЭЦ, работающей на природном газе [5]. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таким образом, переход на физический метод распределения затрат топлива с одновременным отнесением всех затрат электроэнергии на собственные нужды в состав топлива, относимого к отпуску электроэнергии, в данном случае позволяет увеличить УРУТ на отпущенное тепло от ТЭЦ со 139,3 до 161,2 кг/Гкал, а УРУТ на отпущенную электроэнергию снизить с 342,3 до 309,3 г/кВтч.

Таблица 1 - Распределение УРУТ по видам энергии и по методам учета

Проанализированные методы	УРУТ на отпущенную электроэнергию, г/кВтч	УРУТ на отпущенное тепло, кг/Ткал
Метод раздельного производства энергии	342,3	139,3
Метод раздельного производства с отнесением всех затрат электроэнергии на собственные нужды на УРУТ на электроэнергию	366,4	123,3
Физический метод распределения затрат топлива	286,7	176,2
Физический метод с отнесением всех затрат электроэнергии на собственные нужды на УРУТ на электроэнергию	309,3	161,2

Предложенный подход даст возможность снизить УРУТ на отпущенное тепло по сравнению с физическим методом распределения затрат на топливо (при этом УРУТ и тарифы на тепловую энергию от ТЭЦ в большинстве случаев будут ниже, чем у КУ). Реализация такого подхода обеспечит конкурентоспособность ТЭЦ на свободном рынке электроэнергии, будет способствовать развитию теплофикационной выработки, а также значительно упростит методологию расчетов и статистическую отчетность.

Библиографический список

1. **Денисов В.И.** Метод расчета экономически обоснованных тарифов на электрическую и тепловую энергию, вырабатываемую ТЭЦ // Электрические станции. 2005. №8. С.16-23.
2. **Яковлев Б.В.** Распределение топливных затрат на электрическую и тепловую энергию, производимую ТЭЦ // Новости теплоснабжения. 2006. №3. С.29-33.
3. **РД 34.08.552-93.** «Методические указания по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и теплофикации о тепловой экономичности оборудования» / Разраб. АО «Фирма ОРГРЭС». М.: СПО ОРГРЭС, 1993. 124 с.
4. **РД 34.08.552-95.** «Методические указания по составлению отчета электростанций и акционерного общества энергетики и теплофикации о тепловой экономичности оборудования» / Разраб. АО «Фирма ОРГРЭС». М.: СПО ОРГРЭС, 1995. 124 с. Изменение №1 к РД 34.08.552-95. М.: СПО ОРГРЭС, 1998. 15 с.
5. **Калмыков М.В.** О возможных подходах к методологии распределения затрат сжигаемого топлива на отпуск электрической и тепловой энергии // Энергетик. 2010. №6. С.13-15.

*А.П. Зимин, студ.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ГАРАНТИЙНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПОСЛЕ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Совершенствование методов проведения функциональных испытаний оборудования ТЭС является актуальной задачей энергетики, поскольку фактические показатели работы агрегатов, получаемые в ходе таких испытаний, являются основной для разработки нормативов удельных расходов энергоносителей.

Доклад посвящен особенностям обработки результатов испытаний турбоустановки ПТ-26/29-2,9/1,3 КТЗ Кизеловской ГРЭС, проведенных после модернизации системы автоматического регулирования (САР). Модернизация САР проведена для увеличения номинальной нагрузки производственного отбора пара со 120 т/ч до 150 т/ч с соответствующим уменьшением номинальной электрической мощности – мощности турбогенератора при номинальных параметрах и расходе свежего пара, номинальных параметрах и расходах пара в регулируемые отборы, номинальном давлении отработавшего пара в конденсаторе. Модернизация системы регулирования турбины с увеличением номинального расход пара в производственный отбор стала возможной, поскольку номинальная нагрузка теплофикационного отбора турбины в условиях Кизеловской ГРЭС не востребована. Поэтому увеличение расхода пара в производственный отбор не влечет за собой нарушение режима охлаждения выхлопного патрубка.

В докладе изложены особенности тепловой схемы, режимов работы и приборного парка внутреннего учета рассматриваемой паротурбинной установки. В соответствии с требованиями нормативных документов [1] разработана программа тепловых испытаний. Испытания проведены методом активного эксперимента с оснащением установки необходимыми образцовыми измерительными приборами и классифицированы как испытания по первой категории сложности. Выполнено четыре опыта в режимах, максимально приближенных к режиму номинальной нагрузки.

Разработан алгоритм обработки результатов испытаний, включающий процедуры первичного анализа результатов измерений, проверки сходимости материального и теплового балансов по установке в целом и по отдельным её элементам, расчета необходимых теплофизических характеристик теплоносителя, а также приведения результатов испы-

таний к номинальным условиям. Последнее выполнено путем учета поправок к электрической мощности турбогенератора на отклонение расходов теплоносителя по тепловой схеме, параметров свежего пара, давления пара в камерах регулируемых отборов и расходов пара в эти отборы, давления отработавшего пара в конденсаторе, коэффициента мощности $\cos(\varphi)$ турбогенератора.

По результатам испытаний гарантии завода-изготовителя подтверждены с невязкой менее 1,3 % (в пределах эквивалентной погрешности испытаний): номинальная электрическая мощность после модернизации системы автоматического регулирования по данным завода составила 20,40 МВт; по результатам испытаний – 20,14 МВт (рис. 1).

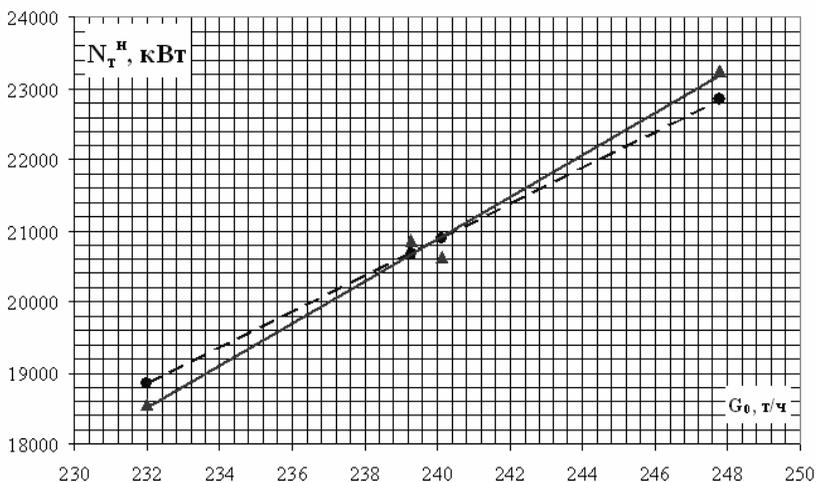


Рис. 1. Электрическая мощность $N_T^н$, кВт, в зависимости от расхода свежего пара G_0 , т/ч: \blacktriangle – опытные значения; сплошная линия – аппроксимация опытных данных; \bullet – опытные значения, пересчитанные к номинальным условиям; пунктирная линия – аппроксимация опытных данных, пересчитанных к номинальным условиям

Предложен метод пересчета заводской диаграммы режимов турбины на новые условия работы системы регулирования с использованием результатов испытаний в номинальном режиме, что позволило избежать длительных и дорогостоящих всережимных балансовых испытаний для определения действительных энергетических характеристик.

Библиографический список

1. **Методические** указания по тепловым испытаниям паровых турбин. МУ 34-70-093-84 (СО 34.30.740) : ввод. в действие с 01.01.85, разработ. Производственным объеди-

нением по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей «Союзтехэнерго», утв. 21.12.84.

*А.А. Багуцкий, асп., Е.В. Макаревич, доц.,
рук. В.Д.Буров, к.т.н., доц., В.В. Макаревич, к.т.н., с.н.с.
(«НИУ «МЭИ», г. Москва)*

АКТУАЛЬНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГПУ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИИ

Во всех развитых странах с каждым годом растет потребление электроэнергии. По данным «Агентства по прогнозированию балансов в электроэнергетике» третья часть энергетического рынка – это потребители, не требующие обязательного централизованного энергоснабжения. Ежегодный рост объема этого сегмента рынка все более активно занимают децентрализованные источники электроснабжения, многие из которых являются объектами малой энергетики [1].

Государственной программой Российской Федерации "Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года" предусматривается широкое внедрение когенерации с использования газопоршневых агрегатов для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты [2].

В 80-х годах прошлого века началось применение в широких масштабах малых местных децентрализованных ТЭЦ и вклад таких электростанций в энергетику постоянно возрастает. У современных когенерационных установок на базе ГПУ, при полной реализации выработанной электрической и тепловой энергии, коэффициент использования теплоты сгорания топлива доходит до 85...90% и только 10% бесполезно теряются. Экономия топлива при выработке энергии в когенерационном цикле может достигать до 40% по сравнению с отдельным производством того же количества электроэнергии и теплоты. Таким образом, снижается себестоимость производимой продукции. Но кроме финансового, существует еще и актуальный экологический аспект - уменьшение выброса в атмосферу большого количества тепловой энергии.

На сегодняшний день возникло множество аргументов для внедрения когенерационных технологий на базе ГПУ:

1. Экономическая выгода:

получение прибыли за счёт разницы в себестоимости вырабатываемой когенерационной установкой энергии и ценой покупаемого в энергосистеме кВт·ч энергии;

большинство мощных паротурбинных электростанций и промышленных ТЭЦ выработали свой технический ресурс, а некоторые из них - двойной ресурс. При этом электрический КПД паротурбинных ТЭС малой мощности, вследствие износа основного оборудования, снизился до 28%. Все это самым негативным образом сказывается как на надежности энергоснабжения, так и на цене вырабатываемой электроэнергии для потребителя. Цена неэффективно использованного топлива и затраты на неплановые ремонты ложатся на плечи потребителя. Применение собственных когенерационных установок избавляет потребителя от негативного влияния данного фактора.

2. Дешевое тепло, а именно, возможность получения и полезного применения сбросной теплоты в виде горячей воды или пара (с минимальными транспортными потерями) ввиду сокращения длины теплотрасс.

3. Надежность энергоснабжения. Когенерация является практически оптимальным вариантом, обеспечивающим надежность снабжения электрической энергией. Увеличение мощностей предприятия при традиционном энергообеспечении связано с множеством организационных, финансовых и технических трудностей, поскольку часто необходимы прокладка новых линий электропередачи, строительство новых трансформаторных подстанций, перекладка теплотрасс и т.д. В то же время когенерация предлагает крайне гибкие и быстрые в плане наращивания мощностей решения.

4. Короткие сроки и гибкость ввода в эксплуатацию.

В НИУ МЭИ на кафедре ТЭС разработана методика многокритериального подхода к выбору энергетических газопоршневых установок для энергоснабжения различных категорий потребителей [3]. Достоверность методики была подтверждена результатами финансово-экономического анализа ГПУ с использованием сертифицированной программы «Project Expert 21.0». Разработанная методика позволяет свести к минимуму влияние субъективных факторов и выполнить первоначальный отбор оптимальных типов ГПУ для каждой категории потребителей без проведения подробных технических и экономических расчетов.

На рынке энергетического оборудования предлагается широкая номенклатура ГПУ и большинство из них может работать в режиме когенерации, то есть как ТЭЦ. Для исследования были отобраны ГПУ в диапазоне мощностей 1-10 МВт [4,5]. Расчеты проводились с применением программного продукта THERMOFLOW 22.0, имеющего обширную базу ГПУ и характеристики для проектирования основного оборудования [6].

Для рассматриваемых типов ГПУ соотношение выдачи тепловой и электрической энергий при работе газопоршневой ТЭЦ на номинальном режиме составляет величину порядка 0,9ч1,9 (рис.1).

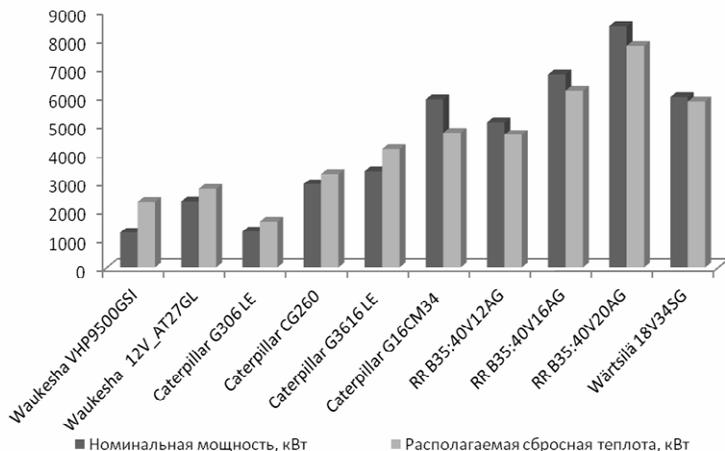


Рис.1. Соотношение тепловой и электрической мощностей ГПУ

Для выполнения анализа и проведения расчетов была разработана технологическая схема газопоршневой отопительной ТЭЦ, представленная на рис. 2.

В целом ряде случаев применение малых обособленных генерирующих мощностей (часто мобильных) экономически в разы более оправдано, чем организация энергоснабжения от крупных источников. Даже при условии резкого улучшения ситуации с финансированием строительства крупных объектов генерации, малая энергетика на базе ГПУ будет иметь свою достаточно значительную рыночную нишу.

В настоящее время при выборе типа основного оборудования ТЭЦ малой мощности применяется сравнение и анализ технических и стоимостных характеристик. Для выбора типа энергоустановки для газопоршневой отопительной ТЭЦ необходимо проведение комплексного анализа с учетом различия технических характеристик ГПУ, требуемых графиков тепловой и электрической нагрузок потребителя, особенностей теплового графика теплотети и месторасположение энергоисточника [7].

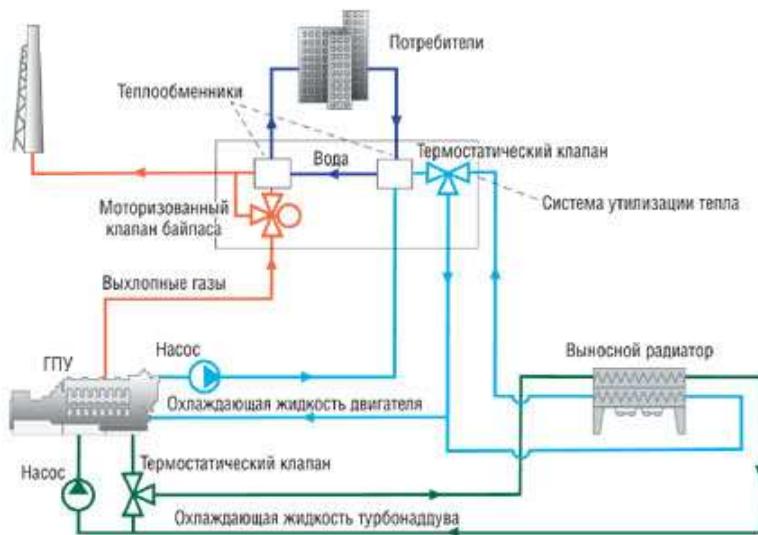


Рис.2. Технологическая схема тепловой части газопоршневой отопительной ТЭЦ

Таким образом, наряду с уже разработанными применяемыми критериями авторами предлагается учитывать потенциальные возможности ГПУ по выработке и отпуску тепловой энергии для сравниваемых типов энергоустановок.

Библиографический список

1. **Перечень** технологических платформ, утвержден решением Правительственной комиссии по высоким технологиям и инновациям от 1 апреля 2011 г., протокол № 2
2. **Распоряжение** Правительства Российской Федерации от 27 декабря 2010 г. N 2446-р г. Москва.
3. **Буров В.Д.**, Дудолин А.А., Макаревич В.В., Макаревич Е. В. Разработка метода по выбору газопоршневых энергоустановок/ Энергосбережение и водоподготовка.-2011., №5 (73),-с. 54-57.
4. **Power Generation Order Survey / DIESEL & GAS TURBINE WORLDWIDE.-** 2009, 2010, 2011.
5. **Каталог** энергетического оборудования // Турбины и дизели, 2012.
6. **Капралов Д.А.** Применение программного комплекса Thermoflow. Турбины и дизели, 2009, №6
7. **Буров В.Д.**, Багуцкий А.А., Макаревич Е.В. Оптимизация технических решений при разработке газотурбинных и газопоршневых ТЭЦ малой мощности /Труды Второй Всероссийской научно-практической конференции «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем». Москва. 2012. с.343-345

*А.О. Марков, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА, ВОДЫ, КОНДЕНСАТА И РАСХОДОВ ПАРА НА ПВД И ПИТАТЕЛЬНУЮ УСТАНОВКУ В ЦИКЛЕ ТЭС В РЕЖИМЕ ДИАЛОГА С ЭВМ

Создание теплоэнергетического оборудования весьма трудоемкий процесс, в котором этап проектирования является более длительным по сравнению с этапом изготовления оборудования. Повышение качества конструктивной и технологической проработки оборудования при одновременном сокращении сроков проектирования можно достичь за счет использования компьютерных систем автоматизированного проектирования.

Международная система уравнений состояния 1968 г., охватывающая широкий диапазон температур (от 0 до 800 °С) и давлений до 100 МПа ввиду своей сложности не всегда может быть применена для практических расчетов. При разработке диалоговой системы были использованы упрощенные уравнения ВТИ, которые позволяют с достаточной для практики точностью рассчитать все термодинамические свойства воды и водяного пара в области температур до 600 °С, давлений до 26 МПа и энтропии выше 6,28 кДж/(кг·К).

Разработанная нами диалоговая система позволяет определить термодинамические параметры пара и воды, а также их расходы при расчете подогревателей высокого давления (ПВД), имеющих различные типы пароохладителей: встроенные, включённые по схеме Виолен или Рикара–Некольного. Программа позволяет также осуществить расчёт питательной установки блока с различным составом оборудования и типов привода питательного насоса. Результаты расчета выводятся на экран дисплея, где представлена рассчитываемый участок тепловой схемы, что позволяет наглядно видеть, что рассчитывается в данный момент. Результаты могут сохраняться на диске как информация в виде таблиц параметров пара, воды и расходов рабочего вещества, а также выдаваться на печать или передаваться по почте. В связи с тем, что в настоящее время в тепловых схемах паротурбинных ТЭС могут применяться барабанные и прямоточные котлы, система позволяет определить термодинамические параметры и расходы рабочего вещества с учетом типа котла, наличия или отсутствия промежуточного перегрева пара, а также назначения электростанции (КЭС, ТЭЦ).

Программа рассчитана на применение в учебном процессе при выполнении курсового и дипломного проектирования, а также для проведения научно-исследовательских работ на этапе оптимизации.

*Г.Ю. Михайлов, студ.; рук. Ю.Н. Муромкин, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА АУК ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ОПЕРАТИВНЫХ ЗАДАЧ НА ПАРОПРОВОДАХ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА ТГМП-314

Для обслуживания тепломеханического оборудования необходима тщательная подготовка квалифицированных кадров. На всех уровнях обслуживания важны профессиональные навыки его эксплуатации. Надежность и эффективность работы оборудования в значительной степени определяется уровнем эксплуатации, грамотностью обслуживающего персонала, его умением быстро ориентироваться в разных ситуациях и принимать правильные решения. Это возможно лишь при хорошем знании эксплуатируемого оборудования, условий его работы, сопутствующих процессов и путей управления ими.

Разработанный автоматизированный учебный курс (АУК), входит в состав автоматизированной обучающей системы (АОС) по выполнению оперативных задач на котельном агрегате ТГМП-314.

АОС предназначена для обучения специалистов высших и средних учебных заведений энергетического профиля, а также может быть использована для подготовки и повышения квалификации эксплуатационного персонала котельных цехов ТЭС.

В предложенном разделе АУК подробно рассматривается вывод в ремонт мазутного кольца в пределах котла и подключение мазутного кольца в резерв после ремонта.

АУК представляет собой законченный программный продукт, включающий обучающий и раздел контроля знаний основных положений. Учебные курсы, входящие в АОС могут изучаться самостоятельно в любой последовательности. Выполнение каждой оперативной задачи разделено на этапы с указанием цели, последовательности выполнения по шагам и визуализацией результатов с помощью анимации.

Представленный АУК подготовлен в операционной системе Microsoft Windows 7 и выполнен с использованием графического редактора CorelDRAW Graphics Suite X6, анимация разработана в среде Easy GIF Animator. Материал выполнен в среде HTML с применением средств пакета Microsoft Office 2003.

Библиографический список

1. **Инструкция** по эксплуатации котла ТГМП-314 и вспомогательного оборудования Костромской ГРЭС.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации – М.: СПО ОРГРЭС, 2003. – 148 с.

*С.С. Кузнецов, студ.; рук. Б.Л. Шельгин к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

**РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОТЛА
Е-320-140 ГМ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ
ЕГО РАБОТЫ**

Исследование выполнялось в целях определения условий эксплуатации и изменения характеристик котла к рабочему диапазону нагрузок парового котла производительностью 320 т/ч. Для этого с использованием программы «ТРАКТ» была специально разработана расчетная модель котла, включающая три рабочих тракта (газовый, водопаровой и воздушный).

Паропроизводительность котла изменялась в пределах 128ч320 т/ч. При температурах наружного воздуха $t_{нар} = -20ч25$ °С потеря теплоты с уходящими газами возрастает в пределах 6,9ч11,1%. При этом температура уходящих газов превышает температуру точки росы водяных паров на 5ч10 °С, что считается нормальным согласно ПТЭ.

Согласно расчетного анализа при снижении производительности ниже $D_H=320$ т/ч КПД брутто котла сначала возрастает, достигая максимальных значений (90,44ч92,32%) при нагрузке порядка 260 т/ч, а затем начинает снижаться, когда заметно возрастают потери q_5 и q_2 . Это происходит, прежде всего, за счет увеличения коэффициента избытка воздуха в уходящих газах. Соответствующим образом меняется и расход сжигаемого топлива.

При различных температурах рабочей среды $t_{пв}=230$ °С и $t_{пс}=550$ °С. Оптимальная паропроизводительность котла не зависит от $t_{нар}$ и составляет порядка 260 т/ч, когда КПД котла брутто $z^{бр}=90,44ч92,32\%$. Температура уходящих газов при этом $t_{yx}=157,4$ °С, коэффициент избытка воздуха $b_{yx}=1,39$, температура горячего воздуха $t_{гв}=232,6$ °С, что является нормальным с точки зрения снижения образования окислов азота. Температура газов на выходе из топki составляет $t''_{г}=1170$ °С, что не превышает допустимого значения 1300 °С.

Для поддержания постоянства температуры перегретого пара $t_{пс}=550$ °С при высоких нагрузках (256–320 т/ч) доля впрыска составляет 5,3ч8,7%. В случае низких нагрузок, когда отключены пароохла-

дители, постоянство $t_{пе}=550\text{ }^{\circ}\text{C}$ достигается включением дымососа рециркуляции газов. При нагрузке, равной 40% от номинальной, доля рециркуляции газов составляет 0,126%.

В результате расчетного исследования установлена возможность эксплуатации парового котла Е-320-240 ГМ с нагрузками D от 128 до 320 т/ч, что составляет соответственно 40% и 100% от номинальной паропроизводительности котла. При изменении температуры наружного воздуха W от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ максимальный КПД котла брутто изменяется от 90,44% до 92,32%. Наиболее экономичным режимом котла является работа с паропроизводительностью $D=260\text{ч}270$ т/ч, когда КПД достигает максимального значения 90,44ч92,32%. Удельный расход b_y^{opt} топлива при оптимальной нагрузке составляет 151,0ч151,5 кг/Гкал (что соответствует температурам наружного воздуха $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$), а это ниже существующего на станции в настоящий момент удельного расхода топлива $b_y^{свал}=153,8$ кг/Гкал. В результате обобщения расчетных данных установлена зависимость расхода мазута на паровой котел Е-320-140 ГМ от паропроизводительности D и от температуры наружного воздуха $t_{нв}$.

*Х.В. Иванов, А.В. Денисова, студенты;
рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АПРОБАЦИЯ НОВОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧАСТОТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

В большинстве литературных источников [1, 2] для построения рабочих характеристик центробежных насосов при частотном регулировании производительности предложен подход, основанный на использовании формул пропорциональности. Формулы пропорциональности, полученные исходя из положений теории подобия динамических машин, отражают изменение рабочих параметров насоса при изменении числа оборотов ротора, диаметра рабочего колеса и т.п. Однако для практических расчетов формулы пропорциональности в чистом виде не применимы, поскольку функции изменения объемного и гидравлического КПД в зависимости от числа оборотов ротора в большинстве случаев отсутствуют. В связи с этим в указанных литературных источниках рекомендуется использовать упрощенные выражения, полученные в предположении, что гидравлический и объемный КПД насоса остаются неизменными при любой частоте вращения ротора:

$$\frac{Q}{Q_n} = \frac{n}{n_n}; \quad \frac{H}{H_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2; \quad \frac{N}{N_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^3; \quad \eta = \eta_n$$

где Q – объемная подача насоса; H – напор насоса; N – мощность на валу насоса; n – число оборотов ротора насоса; η – полный КПД насоса; индекс «н» указывает на значение параметра в номинальном режиме работы насоса, т.е. при номинальном числе оборотов ротора.

Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчета по упрощенным формулам пропорциональности показало, что эта модель приводит к завышению напорных характеристик и занижению характеристик мощности при пониженных числах оборотов ротора насоса (по всем объектам испытаний завышение напорной характеристики достигло 17 %, а занижение характеристики мощности насосов – 26 %). Характеристика КПД насоса, рассчитанная по модели, при уменьшении числа оборотов ротора деформируется в направлении уменьшения подачи, максимальное значение КПД остается постоянным; при этом следует, что КПД насоса при равных подачах, меньших номинальной, должен повышаться при снижении числа оборотов ротора, что не подтверждается опытными данными.

Применение известных зависимостей [1, 2], описывающих изменение объемного и гидравлического КПД, для уточнения упрощенных формул пропорциональности не позволяет повысить их точность, поскольку эти зависимости применимы лишь в узких диапазонах изменения подачи насоса.

По результатам исследований предложена новая методика построения рабочих характеристик горизонтальных насосов типа «Д», оснащенных частотно-регулируемым электроприводом. Методика позволяет с достаточной степенью точности определять рабочие характеристики насоса при относительно малом объеме экспериментальных данных или их полном отсутствии.

Математическая модель включает следующие уравнения:

$$Q = Q_n \left(\frac{n}{n_n}\right)^{r+2} \cdot \left(\frac{\frac{H_n}{AQ_n^2}}{\frac{H_n}{AQ_n^2} - 1}\right)^{0,5}, \quad A = \frac{1}{1620000g\pi^2} \cdot \left(\frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_{bc}^4}\right),$$

$$H = H_n \left(\frac{n}{n_n}\right)^2, \quad N = \frac{\rho g H_n Q_n}{1000 \cdot 3600 \eta_n} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^3,$$

$$\eta = \eta_n \left(\frac{n}{n_n} \right)^{r+1} \cdot \left(\frac{\frac{H_n}{AQ_n^2}}{\frac{H_n}{AQ_n^2} - 1} \right)^{0,5},$$

где Q , м³/ч – объемная подача насоса; H , м вод. ст. – напор насоса; N , кВт – мощность на валу насоса; η , ед. – полный КПД насоса; n , об/мин – число оборотов ротора насоса; A – вспомогательный комплекс; g , м/с² – ускорение свободного падения, ρ , кг/м³ – средняя плотность воды в насосе; d_n и $d_{вс}$, м – диаметры соответственно напорного и всасывающего патрубков насоса; r – параметр идентификации модели; индекс «н» указывает на значение параметра при номинальном числе оборотов ротора.

Имея характеристики насоса при номинальном (или ином) числе оборотов ротора (Q_n , H_n , η_n) в функциональном, табличном или графическом виде и задав один параметр идентификации r , можно рассчитать рабочие характеристики при отклонении числа оборотов ротора. Параметр идентификации модели r может быть определен по результатам испытаний либо задан исходя из опыта использования модели (обычно значение параметра r близко к 0,5).

Выполнена апробация предложенной методики с использованием результатов натурных испытаний четырех насосов Omega 200/520A производства KSB Aktiengesellschaft (Германия), четырех насосов 1Д-800-56, четырех насосов СЭ-800-55-11 и девяти насосов СЭ-500-70-16. Все насосы оснащены блоками частотно-регулируемого привода производства General Electric Company (США).

Использование предложенной модели позволяет значительно сократить количество рассматриваемых режимов насосов: для каждого насоса в рассматриваемом случае выполнено от 4 до 9 опытов при отклонении числа оборотов ротора от номинального значения. Среднее отклонение расчетных значений параметров от опытных данных составило 2,6 %. Пример рабочих характеристик насоса 1Д-800-56 при переменном числе оборотов ротора показан на рис. 1.

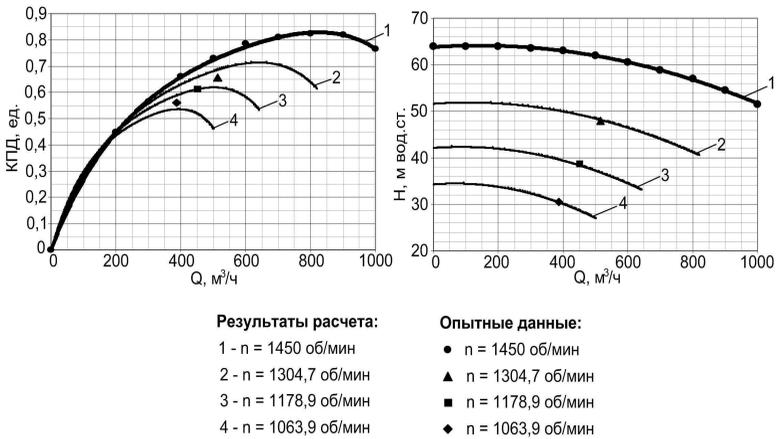


Рис. 1. Рабочие характеристики насоса 1Д-800-56: $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$ – подача насоса; $H, \text{ м вод. ст.}$ – напор насоса; КПД, ед. – полный КПД насоса; $n, \text{ об/мин}$ – число оборотов ротора насоса

Библиографический список

1. **Черкасский, В.М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В.М. Черкасский – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
2. **Турк, В.И.** Насосы и насосные станции: Учебник для вузов / В.И. Турк, А.В. Мишаев, В.Я. Карелин. – М.: Стройиздат, 1976. – 304 с.

*А.В. Бублей, студ.; рук. В.Д. Буров, к.т.н., доц.
(НИУ МЭИ, г. Москва)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПГУ ТЭС НА БАЗЕ ГТУ ТИПА LMS 100

В современных условиях развития электроэнергетики в Российской Федерации актуальным решением является внедрение высокоэкономичных генерирующих установок, созданных на базе прогрессивных технологий.

В соответствии с результатами оптимизации структуры генерирующих мощностей, проведённых при разработке «Сценарных условий развития электроэнергетики на период до 2030 года», рекомендуемый суммарный объем вводов на ТЭС в период 2011 - 2030 годы определен в размере 100,8 млн кВт. Приоритет отдан развитию генерации на газе. Объем вводов генерирующих мощностей на газе составляет 83,8 млн кВт (83 % от суммарных вводов на ТЭС).

Значительное наращивание доли газовой генерации требует масштабного внедрения современных технологий – парогазовых и газотурбинных, обеспечивающих повышение среднего КПД ТЭС на газе до уровня не менее 53 %, предусмотренного Генеральной схемой размещения объектов электроэнергетики.

Газотурбинная установка LMS 100 разработана совместно отделениями GE Energy и GE Transportation фирмы General Electric. Эта ГТУ создана путем сочетания проверенных временем технологий авиационных двигателей CF6-80E и CF6-80C2 и промышленной газовой турбины MS6001FA. Общая наработка двигателей GE CF6-80 в авиации составляет более 100 миллионов часов. Общая наработка агрегатов GE серии F в энергетической отрасли превышает 8 миллионов часов [1].

Один из основных элементов ГТУ LMS 100 – система промежуточного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре. Сжатый воздух после компрессора низкого давления охлаждается до оптимальной температуры и направляется в компрессор высокого давления. Данное решение дает возможность работы с полной мощностью в самые жаркие дни (до 26,7 °С).

Система промежуточного охлаждения воздуха ГТУ LMS 100 может быть двух типов: с использованием промежуточного теплообменника и вентиляторной градирни, и с использованием воздухоохлаждаемого конденсатора. При промежуточном охлаждении воздуха от него отбирается порядка 25-30 МВт тепла, которое может быть использовано для целей теплофикации [2].

Испытания турбины LMS 100 показали ее высокие маневренные качества: 50 % мощности установка набирает менее чем за 1 мин., а на номинальный режим выходит спустя 10 мин после пуска. Эта установка специально создана для эксплуатации на переменных режимах.

Основные характеристики ГТУ при температуре наружного воздуха +15 °С приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные характеристики ГТУ LMS 100 (при +15 °С)

Показатели ГТУ	
Электрическая мощность ГТУ, МВт	102,3
КПД ГТУ (брутто), %	43,5
Температура газов за ГТ, °С	413
Расход дымовых газов за ГТ, кг/с	213

ГТУ LMS100 обеспечивает на сегодня самый высокий КПД в открытом цикле и практически на 10% превосходит показатели конкурирующих газовых турбин, причем эта мощность достигается через 10

мин после пуска. На рис. 1 приведены характеристики различных типов ГТУ.

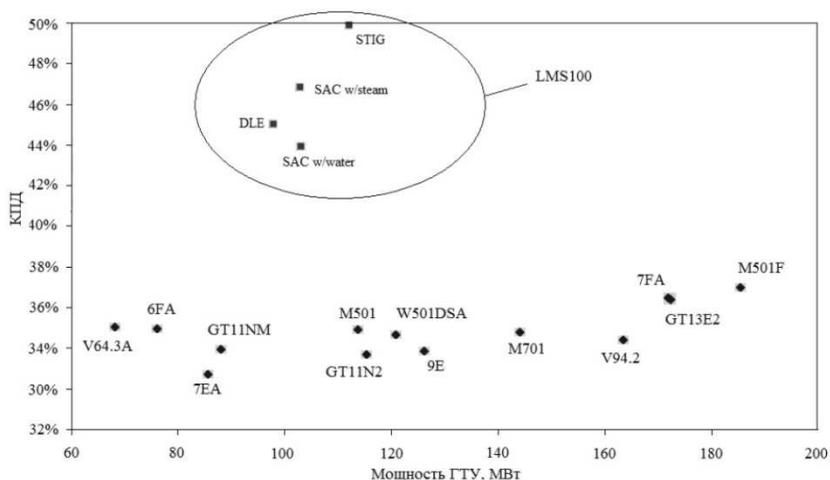


Рис. 1 Характеристики различных типов ГТУ

В НИЛ «ГТУ и ПГУ ТЭС» НИУ «МЭИ» были проведены исследования различных видов тепловых схем парогазовых установок на базе ГТУ LMS 100. Расчеты выполнены для схем с котлом-утилизатором одного, двух и трех (с промпрегревом) давлений с использованием сертифицированного программного комплекса «ThermoFlow». Результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2. Показатели работы ПГУ в конденсационном режиме (при +15 °С, моноблоки)

Тип КУ	Мощность ПГУ (брутто), МВт	Мощность ПТУ (на клеммах генератора), МВт	КПД ПГУ (брутто), %
1-го давления	115,8	13,2	49,3
2-х давлений	121,2	18,6	51,6
3-х давлений	122,8	20,2	52,3

Приведенные данные свидетельствуют, что несмотря на высокий КПД ГТУ LMS 100, парогазовые энергоблоки на её базе имеют КПД на уровне широко известных ПГУ-325 и ПГУ-450. Объясняется это низким потенциалом выхлопа ГТУ LMS 100, в первую очередь низкой температурой газов на выходе ГТУ. Проведенные исследования позво-

лили выявить особенности ПГУ с использованием ГТУ LMS 100. Коэффициент относительной мощности ПГУ, равный отношению мощности ГТУ к мощности блока ПГУ, выше «классического» (0,85 вместо 0,65), т.е. доля мощности, которую мы можем получить на паровой турбине, в общей мощности энергоблока мала по сравнению с традиционными ПГУ с КУ.

В связи с меньшей мощностью ПТУ, очевидно, что в паротурбинной части ПТУ снижаются возможности отпуска теплоты потребителям.

Результаты выполненных исследований свидетельствуют, что несмотря на высокую экономичность ГТУ LMS100, её использование в схемах ПГУ ТЭС требует дополнительных проработок.

Библиографический список

1. **Цанев С.В.** Газотурбинные энергетические установки / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов, А.С. Осыка. - М.: Издательство МЭИ, 2011. – С. 428.
2. **Буров В.Д.** Особенности применения газотурбинной установки сложного цикла в составе конденсационных парогазовых установок / В.Д. Буров, А.А. Дудолин, А.В. Евланов // Тезисы докладов LVI науч. техн. сессии по проблемам газовых турбин – Пермь: ОАО «ВТИ», 2009. - С.97-101.

*С.Н. Джежора, А.Ю. Зенович-Лешкевич-Ольпинская, студ.
Л.А. Тарасевич к.т.н., доц., Г.А. Басалай ст. преподаватель
(БНТУ, г. Минск)*

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МИНИТЭС НА МЕСТНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА

Технологический процесс производства топливных брикетов состоит в следующем.

Фрезерный торф влажностью 40–45%, заготовленный в летнее время, в саморазгружающихся вагонах доставляется в бункерную сырьевую брикетного цеха. При помощи пластинчатых питателей и ленточного эстакадного конвейера фрезерный торф подается в подготовительное отделение и направляется в дробилки.

Измельченный в дробилках фрезерный торф подается в грохота. Здесь происходит разделение торфа на фракции. Мелкая фракция подается сборным скребковым конвейером в сушильное отделение. Отсев торфа – крупная фракция – ленточными конвейерами отсева, подается в бункер крупной фракции и отсева для дальнейшего сжигания в предтопке DG-8 котла №3.

Сушка торфа от исходной влажности 45% до конечной 15% производится в сушильной установке ПЕКО 12. Эта установка состоит из пяти последовательно работающих сушилок. Две сушилки второй группы ПА и ПВ обогреваются горячей водой с температурой около 55С°. Вода при помощи насоса чистой воды, из теплообменника, подается в корпуса сушилок второго эффекта. В этих сушилках происходит начальная подсушка поступающего в сушильное отделение торфа.

Три последующие сушилки IC, IB, IA обогреваются паром с температурой 140С° и имеют один общий вентилятор высокого давления, прогоняющий торфовоздушный поток поочередно через сушилки первой группы.

Нагретая в скруббере за счет конденсации водяных паров, с содержанием осажденной в ней торфяной пыли шламовая вода центробежным насосом шламовой воды, подается в теплообменник, где отдает приобретенную в скруббере теплоту воде, циркулирующей в сушилках второго эффекта. Из теплообменника шламовая вода снова подается в скруббер, циркулируя по схеме: скруббер – теплообменник – скруббер. Для эффективной работы скруббера, поддержания определенной концентрации торфяной пыли и включений в шламовой воде, производится небольшая подпитка водой из водопроводной сети цеха. Нагреваемая в теплообменнике чистая вода циркулирует по замкнутому кругу: теплообменник – сушилка ПА – ПВ – теплообменник.

Пройдя последовательно через три сушилки IC, IB, IA торф осаждается в циклоне сушилки IA, откуда посредством винтовых конвейеров поступает в прессовое. Поданная в пресса торфяная сушонка превращается в брикеты и по охладительным лоткам и при помощи системы конвейеров, направляется на склад готовой продукции в бункера 33, для отправки потребителю.

В котельной брикетного цеха ОАО “ТБЗ Усяж” установлены три котла: котел №1 – ДКВР 10/13 (двухбарабанный котел, вертикально-водотрубный, реконструированный, паропроизводительностью 10 тонн пара в час с разрешенным давлением 13 ати.) – работает на газообразном топливе; котел №2 – ДЕ 16/14 (двухбарабанный котел с естественной циркуляцией, паропроизводительностью соответственно 16 тонн пара в час, с разрешённым давлением 14 атм,) – работает на газообразном топливе; котел №3 – ДКВР 10/13 – работает на твердом топливе.

Котел ДКВР предназначен для выработки насыщенного пара. При установке пароперегревателя котел может вырабатывать перегретый пар. В этом случае в обозначении марки котла должно быть третье

число, которое соответствует температуре перегретого пара, вырабатываемого котлом в 0С (например, ДКВР-10/13-225).

Барабаны котла – стальные цилиндрические сосуды с выпуклыми днищами, сварные. Внутренний диаметр верхнего и нижнего барабанов одинаков – 1000 мм, толщина стенок – 13 мм. Верхний барабан по длине примерно в 2 раза больше нижнего. В верхнем барабане имеются водораспределительное и паросепарирующее устройства, а также труба непрерывной продувки. В нижнем барабане имеется устройство для равномерного разогрева при пуске котла, а также труба периодической продувки. Верхний барабан спереди и сзади, а нижний барабан сзади имеют люки для осмотров и ремонтов. В нижней части верхнего барабана над топкой имеются две легкоплавкие пробки, которые выплавляются при температуре примерно 300 0С и служат для сигнализации оператору об опуске воды. Котел опирается нижними коллекторами на стальную раму, которая ступенью подпирает и нижний барабан. Рама в свою очередь опирается на железобетонный фундамент. Котел имеет тяжелую обмуровку, которая служит для теплоизоляции, а также для организации движения дымовых газов тремя перегородками. Первые две перегородки выполнены из шамотного кирпича, а третья перегородка – чугунная. Между первой и второй перегородками образуется камера догорания.

ПАРОВОЙ КОТЕЛ ДКВР-10-13

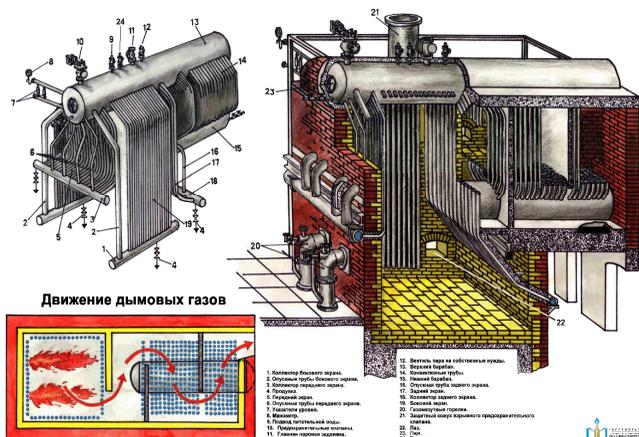


Рис.1. Устройство и принцип действия парового котла

При сгорании газозоудшной смеси в топке котла образуются дымовые газы, которые движутся в заднюю часть топки, а затем входят в

камеру догорания, там движутся справа налево, затем входят в конвективный пакет, где вынуждены делать 2 хода, огибая вторую и третью перегородки. Выходят дымовые газы из котла с левой стороны сзади, а затем идут к экономайзеру, дымососу, в боров, дымовую трубу и атмосферу. Тяга принудительная.

Циркуляция воды естественная, идет по пяти контурам. С верхнего барабана по специальным опускным трубам переднего, двух боковых экранов, а также с нижнего барабана по опускным трубам заднего экрана вода поступает в коллекторы этих экранов, а с коллекторов этих экранов в экранные трубы, где происходит обычное парообразование. Пароводяная смесь поднимается в водяной объем верхнего барабана. С верхнего барабана по задним, менее обогреваемым конвективным трубам, вода опускается в нижний барабан, где попадает в остальные конвективные трубы, где происходит обычное парообразование. ПВС поднимается в водяной объем верхнего барабана. ПВС от всех контуров циркуляции делится в верхнем барабане на пар и воду вначале на зеркале испарения, а затем на паросепарирующем устройстве, после чего пар идет потребителю, а вода на следующий круг циркуляции.

Образованная крупная фракция торфа после технологической операции “трохочение” поступает в котельную для дальнейшего сжигания в предтопке DG -8 (мощность 8 мВт) котла ДКВР 10/13 - №3. Склад топлива для предтопка представляет собой здание, в полу которого перемещается пять подвижных скрепера, которые осуществляют подачу твердого топлива к скребковому конвейеру. Посредством данного конвейера топливо поступает в бункер накопитель, который установлен перед предтопком. Находящееся топливо в бункере двумя пуансонами (питатели) заталкивается на горение в предтопок. Предтопок состоит из металлической рамной конструкции, облегченной обмуровки, трех колосниковых решеток, канала золоудаления со скрепером золоудаления.

Поданное в предтопок топливо, поступает в первую зону – зону подсушивания топлива, продвигаясь по предтопку за счет подвижных колосниковых решеток, топливо попадает во вторую зону, – в которой происходит непосредственное горение топлива. После чего топливо движется далее и поступает в третью зону – зону догорания и образования золы. Образованная зола в результате горения топлива поступает в канал золоудаления и посредством скрепера золоудаления, направляется в приемник золы (тракторный прицеп), для дальнейшей ее вывозки.

Образованный пар в котле с давлением 13 атм по паропроводам направляется к электротурбогенераторам. В котельной брикетного цеха

установлены два турбогенератора “КУБАНЬ” марки МСК 750 мощностью 0,6 мВт каждый (суммарная мощность 1,2 мВт). Так как давление поступающего пара к потребителю должно не превышать 3 атм, следовательно, давление пара на выходе из котла необходимо понизить. Этот процесс и проводится с помощью указанных выше двух электротурбогенераторов. После турбогенераторов пар с низким давлением подается в технологический процесс сушки фрезерного торфа, а также на подогрев горячей воды и отопление. Производительность котельной брикетного цеха – 25 Гкалл. В общем объеме котельно-печного топлива, использование местных видов топлива составляет 60 %.

Перевод котла ДКВР 10/13 №3 на местные виды топлива привел к снижению общего потребления газообразного топлива с 9 млн. м³ до 2,5 млн. м³. Себестоимость вырабатываемой электроэнергии дешевле покупной в пять раз. На ОАО «ТБЗ Усяж» в ближайшее время планируется перевод еще одного котла ДКВР 10/13 на местные виды топлива.

В качестве твердого топлива в паровом котле широко используются также в смеси с отсевом фрезерного торфа опилки и стружка из деревообрабатывающего цеха, расположенного на территории предприятия.

Всеми процессами в котельной брикетного цеха управляет автоматизированная система управления технологическим процессом распределения и учета тепла.

Таким образом, миниТЭЦ, применяемая ОАО «ТБЗ Усяж», позволяет с использованием местного, недорогого топлива получать дешевую тепловую энергию, которая направляется на технологический процесс производства топливных брикетов, а также для горячего водоснабжения и отопления производственных помещений, жилых домов, школы и объектов социально-культурного назначения, расположенных в поселке. Также применяемая схема позволяет вырабатывать дешевую электрическую энергию, которая расходуется на собственные нужды предприятия.

*А.И. Кожневиков, асп.; рук. Р.З. Аминов д.т.н., проф.
(СНЦ РАН; СГТУ, г.Саратов)*

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННОЙ СТАНЦИИ С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Покрытие переменной части суточного графика нагрузки с помощью высокоманевренных газотурбинных электростанций возможно за счет различного распределения нагрузки между агрегатами, с поддержанием суммарной нагрузки на заданном уровне. Также возможен останов части оборудования в резерв. При этом каждый из этих подходов имеет свои достоинства и недостатки. Так при выводе агрегатов в резерв более полно загружается оставшееся в работе оборудование и, как следствие, повышается эффективность его работы (уменьшаются топливные затраты). С другой стороны, пуско-остановочные операции значительно снижают ресурс газовых турбин, а следовательно, увеличивают издержки на ремонт и замену агрегатов. Для комплексной оценки режимов работы газотурбинной электростанции и выбора наиболее предпочтительных из них можно воспользоваться таким экономическим показателем как чистый дисконтированный доход (ЧДД).

В самом общем виде ЧДД определяется следующим выражением:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T (R_t - Z_t) \cdot \frac{1}{(1 + E)^{t-t_0}} - \sum_{t=0}^T K_t \cdot \frac{1}{(1 + E)^{t-t_0}},$$

где R_t - результаты, достигаемые на t -ом шаге расчета; Z_t - затраты, осуществляемые на t -ом шаге расчета; K_t - капитальные затраты по проекту на t -ом расчетном шаге; E - норма дисконта; t_0 - шаг приведения.

Для электростанций R_t формируется как выручка (нетто) от реализации электроэнергии (за вычетом НДС и аналогичных обязательных платежей). Сумма затрат формируется как себестоимость проданной электроэнергии (за вычетом амортизационных отчислений) плюс первоочередные налоги и платежи, отнесенные на финансовые результаты хозяйственной деятельности и налог на прибыль.

Результаты R_t при заданном графике нагрузок остаются постоянными. Режим работы оборудования влияет на две составляющие затрат Z_t : топливные издержки I_t^T и издержки на ремонт I_t^P .

Топливные издержки на t -ом расчетном шаге I_t^T рассчитываются по следующей формуле:

$$I_t^T = V_t^T \cdot C_t^T,$$

где V_t^T - расход топлива на t -ом расчетном шаге; C_t^T - цена используемого топлива.

Расход топлива, в свою очередь, зависит от распределения нагрузки между агрегатами.

Ремонтные издержки можно представить в следующем виде:

$$I_t^P = I_t^{P,OF} + I_t^{P,GT} = \alpha^{P,OF} \cdot K + \frac{T^{ЭКВ}}{T_P} \cdot \alpha^{P,GT} \cdot C_{GT}, \quad (1)$$

где $I_t^{P,OF}$ - издержки на ремонт основных фондов; $I_t^{P,GT}$ - издержки на ремонт ГТ; $\alpha^{P,OF}$ - доля отчислений на ремонт основных фондов; K - капиталовложения; $T^{ЭКВ}$ - эквивалентное число часов работы ГТ за t -й шаг расчета; T_P - период между капитальными ремонтами; T - расчетный период; $\alpha^{P,GT}$ - отчислений на ремонт ГТ; C_{GT} - стоимость ГТ.

Что касается составляющих капиталовложений K_t , то помимо затрат, осуществляемых в период строительства электростанции, необходимо учесть затраты связанные с полной заменой газовых турбин (после полной выработки их ресурса), которые также зависят от их режимов работы. Эту составляющую капитальных затрат можно вычислить по формуле:

$$K_t = \frac{T^{ЭКВ}}{T_{PEC}} \cdot I_{GT}, \quad (2)$$

где T_{PEC} - установленный ресурс ГТ; I_{GT} - издержки, связанные с заменой ГТ.

Эквивалентное число часов работы ГТ в формулах (1) и (2) оценивается выражением [1]:

$$T_t^{ЭКВ} = \sum_{i=1}^I a_i \cdot n_i + \sum_{j=1}^J b_j \cdot \tau_j - \tau_{прост},$$

где a_i - коэффициент для пуска i -го типа; n_i - количество пусков i -го типа; I - общее число пусков; b_j - коэффициент для работы на j -м режиме; τ_j - время работы на j -м режиме; J - общее число режимов работы; $\tau_{прост}$ - время простоя ГТ.

При данном выбранном критерии оценки режимов работы электростанции предпочтительным будет режим с большим ЧДД.

В качестве примера рассмотрим электростанцию, состоящую из 4-х ГТУ SGT5-2000E номинальной мощностью 150 МВт. При этом определим целесообразность вывода в резерв 1-й ГТУ. Для большей наглядности расчетов допустим, что характеристики у всех ГТУ одина-

ковы и оптимальным распределением нагрузки между агрегатами является равномерное распределение. Исходные данные для расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики ГТУ SGT5-2000E [2], [3]

1. Период между капитальными ремонтами, T_P	25000 ч
2. Установленный ресурс, T_{PEC}	100000 ч
3. Пусковой расход топлива, $V_{ПУСК}$	9557,7 м ³
4. Цена на топливо, C^T	3,776 руб/м ³
5. Расход топлива на номинальной мощности, V^T	38265 м ³ /ч
6. КПД на номинальной нагрузке	34,7 %
7. Стоимость замены ГТУ, $C_{ГТ}$	384,375 млн. руб.
в т.ч.:	
7.1. Стоимость ГТУ	300 млн. руб.
7.2. НДС (18 % от п.7.)	54 млн. руб.
7.3. Стоимость монтажа (10 % от п.7.)	30 млн. руб.
7.4. Таможенные сборы, оформление паспорта и проч. затраты (0,125 % от п.7.)	375 тыс. руб.

В таблице 2 приведена общая динамика изменения экономического эффекта от вывода ГТУ в резерв при одновременном изменении и мощности N_C^{TP} и времени простоя $\phi_{прост.}$

Таблица 2. Результаты расчета экономического эффекта при выводе в резерв 1-й ГТУ

$N_C^{TP}, \text{МВт}$	250	300	350	400	450
$\phi_{прост.}, \text{ч}$					
1	-18758	-18000	-19862	-25368	-35960
5	51722	55507	46201	18668	-34291
10	142408	149979	131367	76301	-29618
15	235969	247325	219407	136809	-22070
20	332404	347546	310322	200190	-11648

На рис. 1 эти же результаты приведены в графическом виде.

Выводы:

1. Приведена методика выбора оптимального режима работы газотурбинной электростанции при покрытии переменной части графика нагрузки по критерию наибольшего чистого дисконтированного дохода.

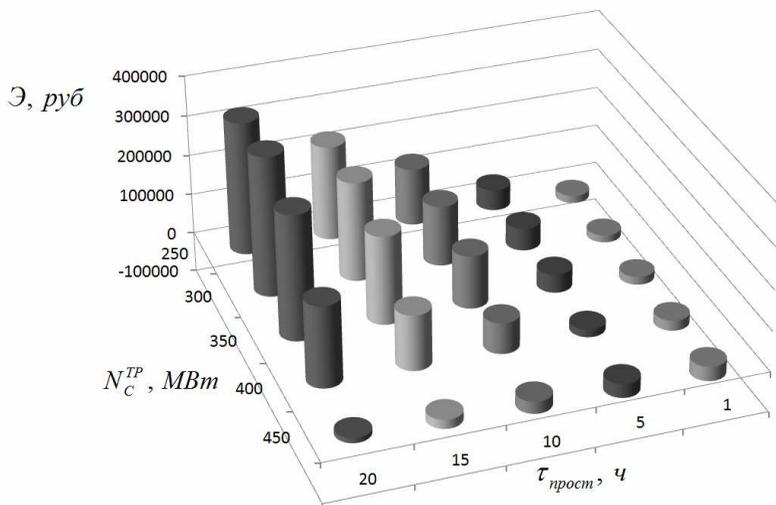


Рис.1. График изменения экономического эффекта от вывода ГТУ в резерв

2. При незначительном видоизменении данная методика может быть применена к довольно широкому классу энергетического оборудования.

Библиографический список

1. Радин Ю.А. Использование принципа эквивалентной наработки для оценки надежности оборудования ПГУ/ Ю.А. Радин, Т.С. Конторович// Электрические станции.- 2012.- №1.- С.16-18.
2. Загоринский Э.Е., Мельситдинова Н.А. Стоимость жизненного цикла – инструмент экономической оценки различных видов модернизации оборудования // Газотурбинные технологии.- 2004.- №4.- С. 28-30.
3. Siemens Gas Turbine SGT5-2000E Series [Электронный ресурс]: технические характеристики / Siemens AG. Germany, Erlangen.- 2011. siemens.com.

*А.А. Курьянов, асп.; рук. Г.В. Ноздренко, д.т.н., проф.
(НГТУ, г. Новосибирск)*

ДВУХВАЛЬНАЯ ПГУ С ФРЕОНОВОЙ ТУРБИНОЙ

Применение фреонов с закритическими параметрами в качестве рабочих тел паровых турбин в составе парогазовых установок может быть эффективным [1, 2]. В связи с чем, возникает необходимость в детальной проработке парофреоновых турбоагрегатов с определением основных конструктивных и газодинамических параметров. В качестве рабочего тела фреоновой турбины используется хладон R134a.

Расчеты фреоновой турбины проводились в соответствии с методами и рекомендациями, изложенными в [3, 4, 5, 6]. Параметры фреона в узловых точках цикла приведены в таблице 1.

К расчетам приняты двухвалвные парогазовые установки, в первом варианте, с газовой турбиной M701G2 производства Mitsubishi, во втором, GT8C производства АBB. Характеристики таких ПГУ показаны в таблице 2. Также рассматриваются фреоновые турбины с различным количеством ступеней и различным расходом пара. Результаты расчетов представлены в таблицах 3 и 4.

Частота вращения ротора фреоновой турбины 1500 об/мин. Давление острого фреонового пара перед сопловой решеткой 49 бар, что на 2% ниже давления перед стопорными клапанами. Температура пара 490 К. Рассматривалось только дозвуковое истечение из сопловых решеток.

Таблица 1. Параметры фреона в узловых точках цикла

Параметр	Точка цикла		
	5	6	6 _{ад}
Давление, бар	49	1,77	1,77
Температура, К	490	317	305
Энтальпия, кДж/кг	362,8	278,4	269
Энтропия, кДж/(кг*К)	3961,8	3981,3	3961,8
Удельный объем, м ³ /кг	0,006	0,1362	0,1414

Таблица 2. Характеристики фреоновой ПГУ

Параметр	M701G2	GT8C
Мощность, МВт	334	52,8
Степень повышения давления	21	15,7
Начальная температура, К	1500	1155
Температура на выходе ГТУ, К	587	517
Мощность фреоновой турбины, МВт	95,84	22,61

Принципиальная тепловая схема ПГУ с фреоновой турбиной представлена на рис.1.

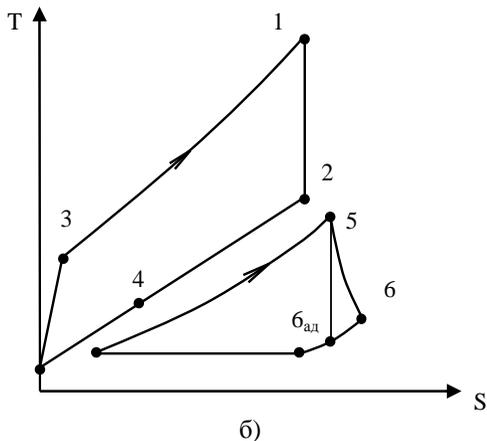
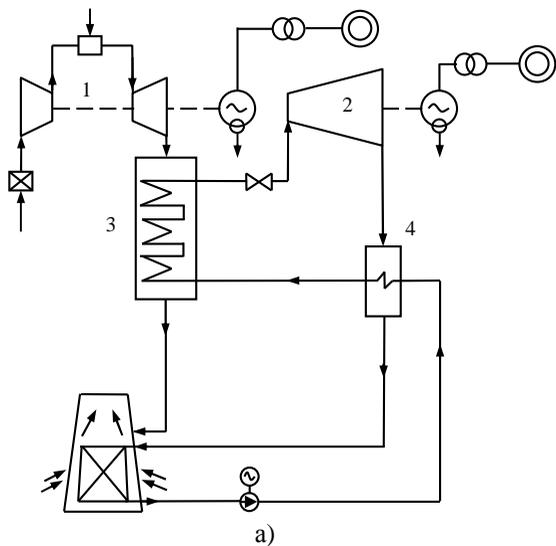


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема и цикл ПГУ с фреоновой (R) турбиной: а) 1 – газотурбинная установка; 2 – фреоновая турбина; 3 – котел - утилизатор; 4 – регенератор; б) Температуры: 1 – на входе в ГТУ; 2 – на выходе из ГТУ; 3 – на выходе из компрессора; 4 – температура уходящих газов; 5 – острого фреонового пара; 6 – фреонового пара на выходе из турбины; 6 – фреонового пара на выходе из турбины при изоэнтропийном расширении.

Таблица 3. Характеристики шестиступенчатой фреоновой турбины

Номер ступени	u/c_f	Средний диаметр, м	Высота лопатки, мм	КПД
M701G2 (расход пара 1063 кг/с, степень реактивности 0,379)				
1	0,554	0,945	155,9	0,87
2		0,996	206,8	0,872
3		1,066	276,6	0,875
4		1,167	377,4	0,875
5		1,323	533,6	0,874
6		1,512	722,5	0,866
GT8C (Расход пара 251 кг/с, степень реактивности 0,514)				
1	0,513	1,027	27,0	0,788
2		1,038	38,8	0,814
3		1,057	57,4	0,834
4		1,088	88,6	0,847
5		1,145	145,5	0,855
6		1,224	224,9	0,852

Таблица 4. Характеристики десятиступенчатой фреоновой турбины

Номер ступени	u/c_f	Средний диаметр, м	Высота лопатки, мм	КПД ступени, ζ_{oi}
M701G2 (расход пара 1063 кг/с, степень реактивности 0,515)				
1	0,668	0,835	235,9	0,883
2		0,871	271,3	0,884
3		0,908	308,5	0,886
4		0,951	351,4	0,886
5		0,997	397,4	0,886
6		1,052	452,7	0,888
7		1,113	513,5	0,887
8		1,207	607,5	0,887
9		1,346	747,0	0,886
10		1,577	977,4	0,881
GT8C (расход пара 251 кг/с, степень реактивности 0,348)				
1	0,539	0,802	42,0	0,838
2		0,811	51,3	0,846
3		0,821	61,8	0,853
4		0,834	74,8	0,857
5		0,849	89,7	0,861
6		0,868	108,9	0,865
7		0,891	131,4	0,867
8		0,928	168,5	0,869
9		0,987	227,7	0,871
10		1,093	333,5	0,869

Вследствие малого располагаемого теплоперепада турбины, использование ступеней скорости нецелесообразно, в связи с чем, принято дроссельное парораспределение. Угол выхода потока пара из сопловых решеток одинаков для всех ступеней и составляет 11° . В зависимости от варианта исполнения, отношение u/c_f принято близким к оптимальному и находится на уровне 0,513-0,668. Степень реактивности находится в диапазоне 0,348-0,515. Коэффициенты расхода заданы постоянными и составляют 0,965 и 0,95 для сопловых и рабочих решеток соответственно. Коэффициенты скоростей для сопловых решеток 0,97, для рабочих 0,95. Перекрыши для всех ступеней турбины приняты одинаковыми и равны 0,0035 м.

Таким образом, высоты лопаток последних ступеней фреоновой турбины находятся в приемлемом диапазоне по условиям допустимых напряжений и составляют 224,9-977,4 мм. Внутренний относительный КПД сопоставим с традиционными турбинами на водяном паре. Средние диаметры составляют 0,802-1,512 м для первой и последней ступени соответственно.

Библиографический список

1. **Курьянов А.А.** Эффективность ПГУ с фреоновой паротурбинной ступенью // Энергетика и теплотехника: сб. науч. трудов / под ред. акад. РАН В.Е. Накорякова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – вып. 16. – С. 73 – 79.
2. **Курьянов А.А.** Бинарные ПГУ с парофреоновой ступенью / А.А. Курьянов, Г.В. Ноздренко // Материалы XVII Международной научно-практической конференции студентов и молодых учёных «Современные техника и технологии» (СТТ-2011). – Томск: 2011. – Том 3. – С. 213 – 214.
3. **Курьянов А.А.** Расчет расходно-термодинамических параметров и процессов теплообмена для ПГУ с фреоновой паротурбинной ступенью / А.А. Курьянов, Г.В. Ноздренко // Материалы XVIII Международной научно-практической конференции студентов и молодых учёных «Современные техника и технологии» (СТТ-2012). – Томск: 2012. – Том 3. – С. 193 – 194.
4. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. для вузов. В 2 кн. –6-е изд., перераб. доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
5. **Костюк А.Г., Фролов В.В.** Турбины тепловых и атомных электрических станций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с. ил.
6. **Огуречников Л.А.** Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии в низкотемпературной бинарной электростанции. / Л.А. Огуречников // Международный научный журнал "Альтернативная энергетика и экология" – 2007. – № 5. – С. 68 – 72.

*С.М.Крашенинников, студ.; Е.А.Захаренков, к.т.н., асс.;
рук. А.А.Дудолин, к.т.н., доц.; В.Д.Буров, к.т.н., проф.
(НИУ МЭИ, г.Москва)*

ОПТИМИЗАЦИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА ПГУ НА БАЗЕ ГТУ MS 6FA ДЛЯ РОССИЙСКИХ ТЭЦ

Сегодня, как никогда, особо актуален вопрос модернизации устаревших и монтаж новых ТЭЦ. Большое распространение получили различные схемы ПГУ-ТЭЦ. Ведутся работы по созданию и внедрению новых газотурбинных установок. Одним из перспективных типов ГТУ являются установки типа MS 6FA фирмы GE. Основные характеристики данной ГТУ приведены в табл.1.

Таблица 1. Основные характеристики ГТУ при 15°C

Параметр	Величина
Мощность электрическая ГТУ, брутто, МВт	77,06
Расход выхлопных газов, кг/с	211,6
Температура выхлопных газов, °С	598,3
Расход топлива, кг/с	6,028

В этой связи представляется актуальным вопрос проведения оптимизаций начальных параметров пара перед ПТУ парогазового блока.

В качестве примера рассмотрим оптимизацию моноблочной ПГУ на базе ГТУ типа GE 6FA с паровым горизонтальным котлоутилизатором двух давлений и теплофикационной паровой турбиной (типа Т).

Целью оптимизационного исследования является определения зоны максимума целевого параметра (коэффициента использования теплоты топлива). Результаты исследования влияния параметров пара высокого давления на показатели моноблочной теплофикационной ПГУ приведены в табл. 2. В настоящее время, в отечественном и зарубежном турбомашиностроении существует ограничение по максимально-допустимой температуре пара на уровне 540⁰С-550⁰С связанное с прочностными ограничениями применяемых сталей. Снижение расчетной температуры пара высокого давления ниже 550⁰С приводит к ухудшению тепловой экономичности блока. В данном исследовании температура пара высокого давления принята максимально допустимой (550⁰С). Давление пара низкого давления в оптимизационном ис-

следовании фиксировано, при этом температура пара низкого давления является величиной расчетной. Диаграмма зависимостей основных показателей ПГУ от давления острого пара представлена на рис. 1.

Таблица 2. Результаты оптимизации высокого давления.

Показатель	Значение показателя			
	40	80	100	130
Давление острого пара на входе в турбину, бар	40	80	100	130
Основные расчетные показатели блока ПГУ				
Мощность ПГУ, брутто, кВт	112108	112727	112423	112011
Мощность ПГУ брутто, кВт	29283	29902	29598	29186
Суммарная тепловая мощность блока, кВт	77176	77176	77176	77176
Мощность ПГУ, нетто кВт.	109988	110355	109932	109339
КПД ПГУ (без учета отпуска тепла) брутто, %	49,03	49,30	49,17	48,99
КПД ПГУ (без учета отпуска тепла) нетто, %	48,10	48,27	48,08	47,82
КИТТ ПГУ, %	82,79	83,06	82,92	82,74

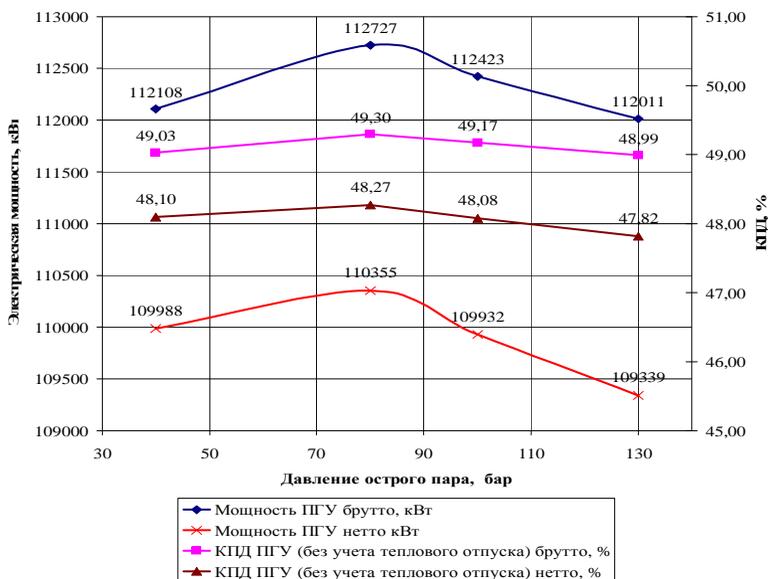


Рис 1. Диаграмма зависимостей основных показателей ПГУ от давления острого пара

Полученные зависимости показывают, что с увеличением давления пара высокого давления с 40 бар до 130 бар имеется зона максимума мощности и эффективности установки.

Результаты исследования влияния параметров пара низкого давления на показатели моноблочной теплофикационной ПГУ приведены в табл. 3. Диаграмма зависимостей основных показателей ПГУ от низкого давления представлена на рис. 2.

Таблица 3. Результаты оптимизации низкого давления.

Показатель	Значение показателя		
	9	6	4
Давление пара низкого давления на входе в турбину, бар	9	6	4
Основные расчетные показатели блока ПГУ			
Мощность ПГУ, брутто, кВт	112705	112727	112484
Мощность ПТУ брутто, кВт	29880	29902	29659
Суммарная тепловая мощность блока, кВт	77176	77176	77176
Мощность ПГУ, нетто кВт.	110320	110355	110118
КПД ПГУ (без учета отпуска тепла) брутто, %	49,29	49,30	49,20
КПД ПГУ (без учета отпуска тепла) нетто, %	48,25	48,27	48,16
КИТТ ПГУ, %	83,05	83,06	82,95

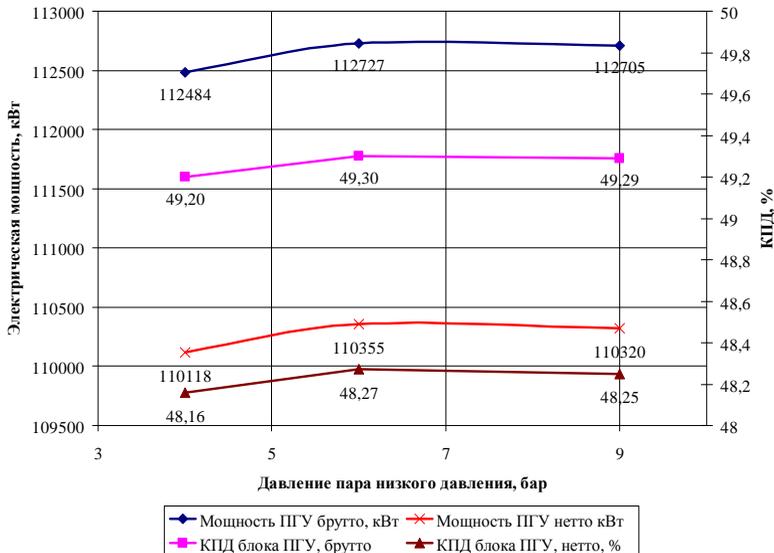


Рис 2. Диаграмма зависимостей основных показателей ПГУ от давления пара низкого давления

Полученные зависимости показывают, что в диапазоне давлений пара низкого давления с 9 бар до 6 бар мощность паровой турбины и эффективность ПГУ (КИТТ) практически постоянны. Дальнейшее снижение давления пара с 6 бар до 4 бар приводит к уменьшению мощности паровой турбины и снижению эффективности ПГУ (КИТТ).

В результате проведенного оптимизационного исследования моноблочной теплофикационной парогазовой установки установлено, что зона оптимума по критерию максимума эффективности установки (КИТТ) находится в зоне параметров высокого давления 80 бар и низкого давления 8 бар.

Окончательные выводы об оптимальных параметрах пара можно будет сделать только после финансово-экономической оптимизации на последующих стадиях.

*Е.Н. Олейникова, студ.; Е.В. Макаревич, доц.;
рук. А.А. Дудолин, к.т.н., доц.; В.Д. Буров к.т.н., доц.;
(НИУ «МЭИ», г. Москва)*

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТНУ С ГАЗОПОРШНЕВЫМ ПРИВОДОМ НА ПГУ-ТЭЦ

В настоящее время одним из приоритетных направлений развития энергетической отрасли России является развитие политики энергосбережения. Одним из возможных способов реализации данного направления является использование теплонасосных установок на ПГУ-ТЭЦ.

В исследовании рассматривается сравнение следующих вариантов схем ПГУ-ТЭС с парокompрессионной теплонасосной установкой (ТНУ):

с электрическим приводом компрессора ТНУ (Схема 1);

с газопоршневым приводом компрессора ТНУ (Схема 2);

с газопоршневым приводом компрессора ТНУ и системой утилизации теплоты (СУТ) (Схема 3).

Расчеты выполнены для схемы ПГУ-110Т утилизационного типа на базе газовой турбины GE 6111 FA, с графиком теплового потребителя 130/70 °С. Климатические условия Омского региона. Сравнение вариантов схем проводится при среднеотопительной температуре окружающей среды -8,4 °С. Источник низкопотенциальной теплоты для ТНУ: циркуляционная вода конденсатора паровой турбины, хладагент-бутан.

Поскольку ПГУ-ТЭЦ производит два вида энергетической продукции: тепловую и электрическую энергии, в работе предложено использование в качестве критерия эффективности суммарного расхода топлива в целом по системе с учетом замещающих источников [1].

Моделирование схем осуществляется в программной среде «Thermoflex» разработки компании «ThermoFlow». В качестве примера на рис.1 приведена принципиальная тепловая схема ПГУ-110Т с ТНУ с газопоршневым приводом и СУТ (схема 3), аналогичным образом в схему интегрируется ТНУ в вариантах 1 и 2.

Использование системы утилизации теплоты для ГПУ, при выравнивании вариантов схем по тепловой мощности, позволяет снизить расход топлива за счет перераспределения тепловой нагрузки между конденсатором ТНУ и СУТ. В данном варианте 3 электрическая мощность компрессора ТНУ меньше, чем в вариантах 1 и 2, что соответствует меньшей единичной мощности приводного механизма. Результаты расчетов приведены в табл.1

Для наиболее оптимального варианта было проведено исследование двух схем финансирования: с использованием только собственных (СС) и с привлечением заемных средств. Расчеты финансово-экономических показателей, выполненные с использованием программного продукта «Project Expert Professional 7.21» приведены в табл.2.

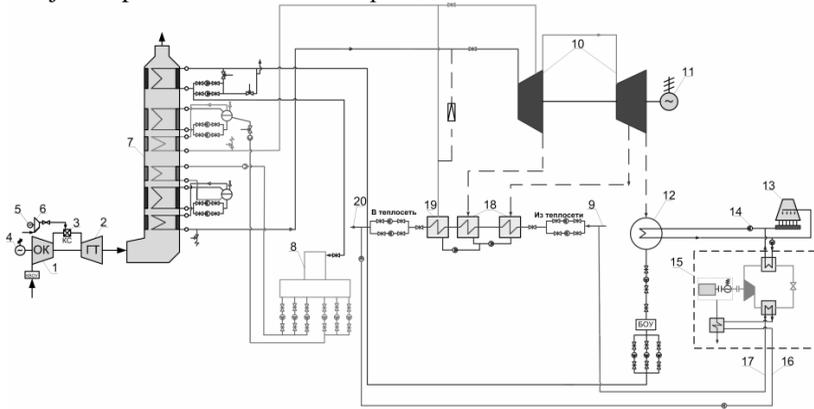


Рис.1. Принципиальная тепловая схема ПГУ утилизационного типа с парокompрессионной ТНУ и приводом от ГПУ и дополнительным теплообменником:

1-компрессор; 2-газовая турбина; 3-камера сгорания;4-электрогенератор газовой турбины; 5-электродвигатель дожимного компрессора; 6-дожимной компрессор; 7-котёл-утилизатор; 8- деаэрагор; 9- обратная сетевая вода; 10-паровая турбина; 11-электрогенератор паровой турбины; 12-конденсатор; 13-градирня; 14-циркуляционный насос;15-блок ТНУ;16-выход промежуточного теплоносителя;17-вход промежуточного теплоносителя; 18- сетевые подогреватели; 19-пиковый сетевой подогреватель; 20-прямая сетевая вода, ОК-осевой компрессор; КС-камера сгорания; ГТ-газовая турбина; БОУ-блочная обессоливающая установка.

Таблица 1. Показатели работы энергоблока ПГУ-110Т с различными типами привода компрессора

Тип привода ТНУ	Электрический	Газопоршневой	Газопоршневой с СУТ
Мощность электрическая брутто, кВт	111253		
Мощность электрическая нетто, кВт	103277	105239	
Тепловая мощность энергоблока с ТНУ, кВт	87923		
КПД электрический брутто (физ.метод), %	79,41		
КПД электрический нетто (физ.метод), %	73,72	75,12	
КИТТ, %	86,67		
Электрическая мощность собственных нужд блока (с компрессором ТНУ при использовании электропривода), кВт	7976	6015	
Мощность компрессора ТНУ, кВт	1956,8		
Тепловая мощность ТНУ, Гкал/ч	3,7		
Расход топлива на энергоблок с ТНУ без учета замещающих мощностей			
Расход топлива на энергоблок с ТНУ, м ³ /ч	24925,8		
Годовой отпуск электрической мощности, МВт/год	619 662		
Определение дополнительного расхода топлива на газопоршневой привод ТНУ			
Расход топлива на привод ТНУ, м ³ /ч	0	452,15	113,04
Дополнительный отпуск электроэнергии от замещающей КЭС, кВт	1 962	0	0
КПД замещающей КЭС, %	51,0		
Расход топлива на отпуск электроэнергии на замещающей КЭС, м ³ /ч	412,1	0	0
Суммарный расход топлива по системе, м ³ /ч	25 338	25 378	25039
Годовой отпуск тепловой мощности от энергоблока с ТНУ, Гкал/год	453 601		
Годовые показатели энергоблока, рассчитанные при среднеотопительной температуре наружного воздуха			
Годовой расход топлива, м ³ /год	69 171 653	69 171 593	67 835 365

Использование газопоршневого привода приводит к увеличению удельной стоимости строительства ТНУ. На рис. 2 приведено сравне-

ние удельных капитальных вложений в ТНУ по вариантам схем в зависимости от типа привода.

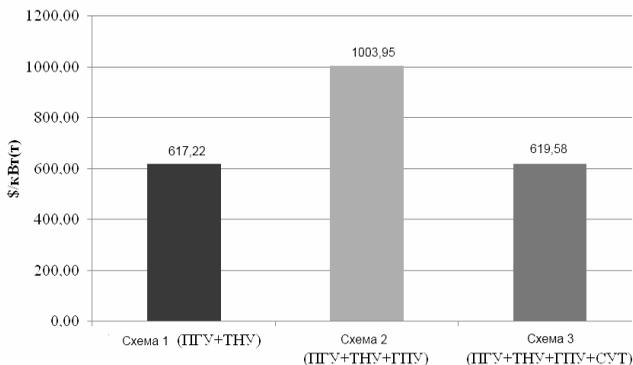


Рис. 2. Удельные капитальные затраты на строительство ТНУ

Из полученных данных (табл.1) критерию эффективности (расходу топлива по системному эффекту) соответствует вариант ПГУ с ТНУ и СУТ (схема 3).

Таблица 2. Финансово-экономические показатели варианта схемы ПГУ-ТЭЦ с парокompрессионной ТНУ с приводом от газопоршневого агрегата

Наименование показателей	Единица измерения	ПГУ-ТЭЦ с ТНУ с газопоршневым приводом и СУТ	
		СС	Кредит
Схема финансирования	-	СС	Кредит
Необходимый размер кредита	млн. руб.		850,623
Срок кредита	мес.		132
Себестоимость производства единицы отпущаемой тепловой энергии на 2015 г.	руб./Гкал	301,60	816,80
Тариф на тепловую энергию на 2015 г.	руб./Гкал	880,94	
Чистый дисконтированный доход	млн. руб.	306,165	25,132
Внутренняя норма доходности	%	17,88	14,1
Индекс прибыльности		1,39	1,03
Период окупаемости :			
- простой	лет	7,8	11,0
- дисконтированный	лет	14,6	28,9

При использовании как собственных так и заемных средств, чистый дисконтированный доход проекта положителен, внутренняя норма доходности соответственно составляет 17,88 % и 14,1 %. Полученный продолжительный период окупаемости определяются тем, что в данной работе рассматривается применение несерийного образца ТНУ. Распространение данной технологии на другие энергообъекты и создание серийного образца с отработанной производственной и сервисной базой позволит снизить удельные капитальные затраты, снизить сроки окупаемости и улучшить другие финансово-экономические показатели.

Библиографический список

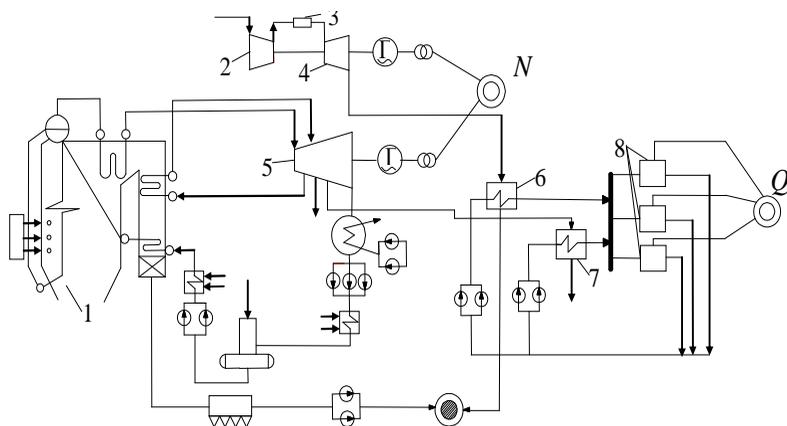
1. **Оценка** эффективности применения тепловых насосов на ТЭС. / Е.Н. Олейникова, Е.В. Макаревич, В.Д. Буров, А.А. Дудолин // Материалы специализированной научно-практической конференции молодых специалистов «Современные технологии в энергетике – основа повышения надежности, эффективности и безопасности оборудования ТЭС», 7-8 июня 2012 г. – Москва: ОАО «ВТИ». – С.331-336

*А. А. Францева, асп., рук. Г. В. Ноздренко, д.т.н., профессор
(НГТУ, г. Новосибирск)*

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЭЦ С КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМОЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ТЭЦ играют заметную роль в энергетике России. Поэтому проблема повышения энергетической и экономической эффективности ТЭЦ несомненно является актуальной. В решении этой проблемы одним из перспективных направлений рассматривается работа ТЭЦ с гозосетевым подогревателем и комбинированной системой теплоснабжения с фреоновыми термотрансформаторами (рис. 1) [1].

По этой схеме в течение всего года сетевая вода параллельно подогревается до 70 С уходящими газами из газовой турбины (4) в газосетевом подогревателе (ГСП) (6) и паром из теплофикационного отбора турбины в традиционном сетевом подогревателе (СП) (7). К фреоновым термотрансформаторам (8), осуществляющим качественное регулирование при теплоснабжении внутриквартальных теплопотребителей (Q), сетевая вода подводится из тепловых центров.



ис. 1. Принципиальная тепловая схема парогазового теплофикационного энергоблока ТЭЦ в системе комбинированного теплоснабжения с газосетевым подогревателем и фреоновыми термотрансформаторами. N , Q — потребители электро- и теплоэнергии.

Такая технология комбинированного теплоснабжения может быть спроектирована и разработана на базе как оптимального энергооборудования, так и на базе традиционных теплофикационных паротурбинных энергоблоков ТЭЦ путем их газотурбинной надстройки с газосетевым подогревателем, перевода в режим с постоянным давлением в теплофикационном отборе и количественным регулированием отпуска тепла сетевой установкой при качественном регулировании теплоснабжения внутриквартальными термотрансформаторами [2].

Оценка эффективности такой технологии проводилась для эквивалентных энергоблоков с теплофикационными турбинами Т-50...Т-250.

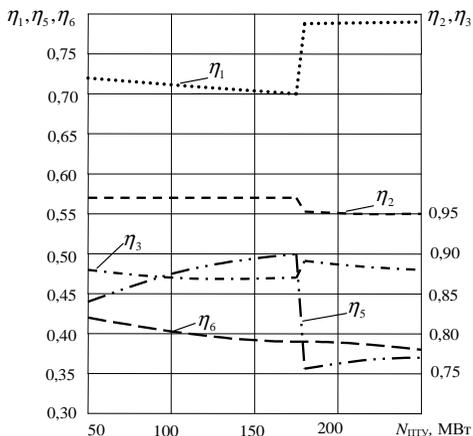


Рис. 2. Оптимальные эксергетические показатели ПГУ: $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_5, \eta_6$ - эксергетические КПД подсистем: парогазогенерирующей; ЧВД паровой турбины; ЧСНД паровой турбины совместно с газовой турбиной; регенерации и технического водоснабжения; сетевой установки с ГСП и фреоновыми термотрансформаторами; $N_{ПГУ}$ - мощность паротурбинной установки ПГУ.

На рис. 2 видно, что для ПГУ с поротурбинными установками докритических параметров без промперегрева КПД первой подсистемы (парогазогенерирующей) η_1 находится на уровне 0,7-0,72. Ввод промперегрева и переход на закритические параметры повышает это значение до 0,78-0,79, что в 1,2...1,35 раза больше, чем для традиционных теплофикационных паротурбинных установок. Это обусловлено тем, что по сравнению с традиционными установками η_1 учитывает генерирование в технологической схеме: компрессор-камера сгорания ГТУ. КПД подсистем ЧСВД, ЧСНД совместно с газовой турбиной практически находятся на том же уровне значений, что и для традиционной ПТУ. Эксергетическая эффективность сетевой установки с ГСП и фреоновыми термотрансформаторами по сравнению с традиционной установкой, примерно в два раза выше, что обусловлено меньшими эксергетическими потерями в системе ГСП-фреоновый термотрансформатор и переход на низкотемпературный график.\

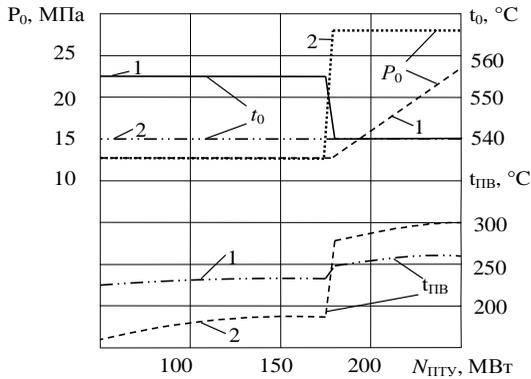


Рис. 3. Параметры острого пара (P_0 , t_0) и температура питательной воды энергоблоков ТЭЦ-МТ-ТТ: 1-стандартные параметры; 2-оптимальные параметры.

На рис. 3 показаны оптимальные и стандартные значения острого пара и питательной воды. Оптимальное давление острого пара сопоставимо с давлением, принятым для стандартных энергоблоков соответствующих типоразмеров, т.е. находится на уровне 13 МПа и увеличивается до 28 МПа с ростом мощности энергоблока. Из рис. 3 так же видно, что при разработке специальных (оптимальных) энергоблоков для работы в составе ТЭЦ-МТ-ФТТ температура острого пара (начальная температура) для энергоблоков без промперегрева, так и при введении промперегрева должна приниматься на уровне 540°C, температура питательной воды для блоков без промперегрева и докритических параметров принимается на уровне 160-200 °С, что ниже стандартных значений на 40-70 °С, а с введением промперегрева и переходом на закритические параметры принимается на уровне 280-300 °С, что выше традиционной $t_{ПВ}$ на 40-60 °С. Для обеспечения такой температуры питательной воды требуется установка четырех ПВД (подогреватель высокого давления) вместо трех, а паровая турбина должна иметь еще один отбор высокого давления.

Технико-экономическая эффективность представляет собой отношение полученных от продаж сумм за отпущенную энергопродукцию к полным затратам за тот же период (1).

$$\eta_Z = \frac{\sum \Pi_N N + \sum \Pi_E E_6}{\sum \lambda_4 N + \sum \lambda_6 E_6} \quad (1)$$

где C_N ; C_E – получаемая плата за электроэксергию и теплоэксергию в данном ф-м году, руб./($\text{kBт}\cdot\text{ч}$);

N ; E_6 - отпущенные в ф-м году потребителю электроэксергия и теплоэксергия, $\text{kBт}\cdot\text{ч}/\text{г}$.

Энергоблоки со всеми вариантами теплофикационных турбин можно считать рентабельными, так как критерий эффективности больше единицы (рис. 4). Оптимальная эффективность ТЭЦ-МТ-ФТТ увеличивается по сравнению со стандартной в среднем на 7%.

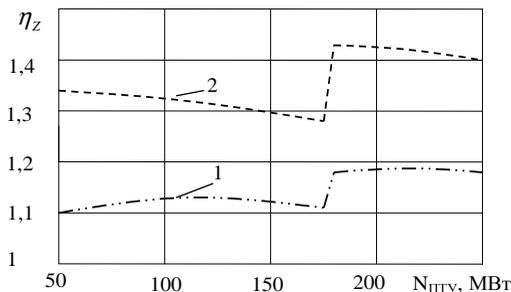


Рис. 4. Техничко-экономическая эффективность η_z : 1-при стандартных параметрах; 2-при оптимальных параметрах.

Библиографический список

1. Пат. № 110459 РФ, МПК F24D 3/08. Система централизованного теплоснабжения / Ноздренко Г. В., Щинников П. А., Францева А. А. - Оpubл. 20.11.2011. - Бюл. № 32.
2. Андрющенко А.И. Комбинированные системы энергоснабжения // Теплоэнергетика, 1997, № 5. - С. 2...6.

*В.А. Серебряков, студ.; рук. Г.Г. Михеев, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПЫЛЕСИСТЕМЫ С ШАРОВОЙ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЕЙ

В энергетике России широкое распространение получили замкнутые пылесистемы с промежуточными бункерами. Транспорт пыли осуществляется отработанным в системе сушильным агентом с напора мельничного вентилятора

Существующие системы транспорта пыли являются дорогостоящими, они требуют сооружения громоздких и металлоемких пыле-

воздухопроводов, а в ряде случаев и установки специальных вентиляторов горячего дутья. Из-за интенсивного износа пылепроводы требуют значительных затрат на ремонт и замену. Повороты пылепроводов внизу горелок приводят к локальной концентрации пыли. Это ухудшает перемешивание пыли с воздухом в горелке и приводит к ее сепарации на под топки. Традиционная концентрация пыли в пылепроводах обычно находится в пределах $0,5 \div 1,0$ кг/кг.

В последнее время на ряде электростанций России, работающих на каменном и буром угле, получила широкое распространение схема подачи пыли высокой концентрации. Исследования и длительная эксплуатация системы подачи пыли высокой концентрации выявили ряд ее существенных преимуществ по сравнению с традиционной схемой пневмотранспорта:

1-увеличение производительности, повышение равномерности и расширение диапазона регулирования пылепитания;

2-снижение износа пылепроводов и исключение пыления;

3-снижение трудозатрат на ремонт и повышение ремонтпригодности пылепроводов и горелок;

В новом способе пыль с концентрацией $30 \div 50$ кг/кг транспортируется не первичным воздухом, а независимо от него, автономным воздухом.

За счет высокой концентрации пыли в пылепроводе стало возможным уменьшить скорость транспорта пыли до $6 \div 12$ м/с вместо $25 \div 30$ м/с и уменьшить диаметр пылепроводов до $60 \div 80$ мм вместо $300 \div 500$ мм, а расход транспортирующего воздуха составляет $0,1 \div 0,3$ % от общего расхода на горение. Смещение же пыли с первичным воздухом производится в самом горелочном устройстве путем распыления высококонцентрированной аэроsmеси в первичном воздухе.

*Т.И. Хамидуллин, асп.; рук. Н.Д. Чичирова, д.х.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

РЕКОНСТРУКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛОВ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ НЕФТЯНЫХ ОСТАТКОВ

Битумы и гудроны - твёрдые или смолоподобные продукты, представляющие собой смесь углеводородов и их азотистых, кислородистых, сернистых и металлосодержащих производных.

В настоящее время вопрос рациональной утилизации отходов нефтепереработки (нефтяных остатков) является актуальным. В ходе дан-

ного исследования были проанализированы варианты решения проблемы использования нефтяных остатков в качестве топлива на ТЭС в мировой энергетике, также проведены расчеты, связанные с реконструкцией установленных котлов типа ТГМ-84 при условии сжигания нефтяных остатков на ТЭС России. Например, гудроны и битумы сжигаются на ТЭС в таких странах, как ФРГ, Япония, Словакия. В России имеется опыт сжигания гудрона в топках котлов ДКВР-10-13 на нефтеперерабатывающем заводе ОАО «Славнефть – ЯНПЗ им. Менделеева». Однако в энергетике России нефтяные остатки в качестве жидкого топлива энергетических котлов не используются, хотя такая возможность существует, например, на Нижнекамской ТЭЦ (ПТК-1). В качестве примера по перспективному использованию нефтяных остатков в виде твердого топлива (нефтяного кокса) можно привести Нижнекамскую ТЭЦ-2. Однако, стоит отметить, что на данной ТЭЦ планируется сооружение новых котлов.

Новизна работы заключается в разработке технических решений по сжиганию нефтяных остатков на Нижнекамской ТЭЦ при минимальной реконструкции установленных котлов ТГМ-84, рассчитанных на сжигание мазута марки М-100, который по своим свойствам схож с нефтяными остатками. Для сжигания в топках котлов предполагается использовать отходы нефтепереработки ОАО «Нижнекамскнефтехим». Разработка данных вариантов имеет практическое значение для всей энергетике России, т.к. позволяет оценить экономию традиционных видов топлива (природный газ, уголь), реконструировать существующие котлы для сжигания нефтяных остатков без сооружения новых, повысить энергоэффективность экономики в целом.

*А.В. Сафронов, асп.; рук. П.А. Щинников д.т.н., проф.
(НГТУ, г.Новосибирск)*

О ТОЧНОСТИ ВЫЧИСЛЕНИЯ ТЭП ТЭС

Эффективность принятия управленческих решений при техническом обслуживании энергоблоков тепловых электрических станций (ТЭС) существенно зависит от объема и качества информации о состоянии оборудования. Источниками этой информации являются автоматизированная система управления технологическими процессами (АСУ ТП) ТЭС, система отчетных форм технико-экономических показателей, данные результатов регулярных испытаний элементов оборудования и другие [1].

Оснащение энергопредприятий вычислительной техникой позволяет разработчикам предложить ряд информационных систем для под-

держки принятия управленческих решений. В последние годы особенно часто создаются системы для автоматизированного расчета технико-экономических показателей (ТЭП)[2] [3].

Однако само определение ТЭП работы ТЭС возможно лишь с определенной точностью. Эта точность зависит от специфических методических погрешностей алгоритма расчета, погрешностей измерительной техники и методики измерений. Рациональный алгоритм расчета ТЭП позволяет значительно снизить влияние первой группы погрешностей на точность конечного результата. Но даже при полном исключении погрешности этой группы фактическая погрешность вычисления ТЭП в рабочем диапазоне изменения параметров при использовании серийно выпускаемых приборов находится в пределах 0,3-0,6% для КПД парогенератора, 2,3-3,0% для показателей турбины и энергоблока в целом[4].

Поскольку экономическая эффективность от применения АСУ ТП на ТЭС лежит в пределах вероятностного значения ТЭП, то повышение точности исходной информации для информационно-вычислительных систем (ИВС) актуальна. Как показывают расчеты, повышение на 1% эксплуатационного КПД энергоблока за счет оперативного контроля ТЭП при использовании ИВС является эффективным [5].

При реализации автоматического расчета технико-экономических показателей возникает так же ряд специфических методических погрешностей, обусловленных:

- дискретным интегрированием при первичной обработке информации, поступающей от объекта;
- вычислением нелинейных показателей по средним значениям параметров;
- применение аппроксимирующих уравнений для расчета термодинамических функций;
- динамическими связями входных и выходных энергетических потоков;
- использованием при расчете ТЭП ряда констант вместо не измеряемых в ИВС величин.

Инструментальные погрешности вычисляемых показателей складываются из ошибок, обусловленных:

- погрешностями измерения технологических параметров;
- машинной обработкой информации (ограничение разрядности ИВС, округлением, заменой ряда математических операций их приближенными аналогами).

Анализ показывает, что эти погрешности путем усложнения алгоритма и реализующей его программы можно снизить до некоторого заданного уровня, при котором их влияние на полную погрешность показателей будет незначительным.

Погрешность расчетов ТЭП при использовании ИВС может быть снижена в результате индивидуальной градуировки элементов каналов измерений, стабилизации внешних условий, применение оптимальных измерительных средств и приборов повышенной точности. В комплексе указанные мероприятия могут снизить погрешности ТЭП до 1,1% для блока в целом [6] [7].

Эффективным мероприятием для повышения точности является градуировка отдельных элементов или всего измерительного канала с помощью более высокоточной контрольной аппаратуры. Выявленные в процессе градуировки систематические погрешности могут быть затем уменьшены, либо учтены при вычислении показателей. С помощью индивидуальной градуировки можно снизить погрешность канала измерения мощности генератора более чем на 40%, а расход пара вследствие относительно высокой погрешности сужающих устройств лишь на 15-20%. Полная погрешность показателей турбины и блока снижается при этом на 25%.

Снижение дополнительных погрешностей, которые в совокупности могут даже превышать основную погрешность прибора. Основными мероприятиями, способствующими снижению дополнительных погрешностей является установка приборов в помещениях с постоянной температурой и влажностью, стабилизация источников питания, тщательная подгонка сопротивления входной и выходной цепи, устранение вибраций, влияния магнитных полей и другие мероприятия, а так же подбор для измерений основных технологических параметров приборов, имеющих наименьшие дополнительные погрешности. В результате стабилизации внешних влияющих факторов полная погрешность показателей может быть уменьшена на 20%.

Библиографический список

1. **Аронсон К.Э.**, Брезгин В.И., Бродов Ю.М., Акифьева Н.Н., Руденко А.С., Брезгин Д.В. Система информационной поддержки принятия решений при техническом обслуживании оборудовании ТЭС // Теплоэнергетика. - 2006. - №10. - С.55-61.
2. **Сенягин Ю.В.**, Щербич В.И., Чижонок В.И., Шмаков Ю.А. Опыт создания информационно вычислительных систем при модернизации традиционных информационных систем котло- и турбоагрегатов ТЭС // Электрические станции. – 2003. - №10. – С.34-39.
3. **Галашов Н.Н.**, Метнев С.В. Автоматизированный расчет нормативных и фактических показателей ТЭЦ // Электрические станции. – 2008. - №11. – С.45-50.

4. **Цейтлин Р.А.**, Степанов В.И., Шестов Э.Д. К вопросу о точности автоматизированного вычисления технико-экономических показателей энергоблока // Теплоэнергетика. - 1975. - №1. - С.8-13.

5. **Овчинников Ю.В.**, Ноздренко Г.В., Тимашев В.И. Повышение точности исходной информации в ИВС путем применения методики согласования балансов // Управление режимами и развитием электроэнергетических систем в условиях АСУ - межвузовский сборник трудов под редакцией В.К. Щербакова. Новосибирск, 1977. С.166-174.

6. **Овчинников Ю.В.**, Г.В. Ноздренко, И.М. Алтухов. Применение методики согласования балансов для уточнения исходной информации применительно к ТЭС // Управление режимами и развитием электроэнергетических систем в условиях АСУ - межвузовский сборник трудов под редакцией В.К. Щербакова. Новосибирск, 1980. С.45-53.

7. **Аракелян Э.К.**, Паныко М.А., Асланян А.Ш. Методические положения оценки технико - экономической эффективности модернизации АСУ ТП электростанций // Теплоэнергетика. - 2010. - №10. - С.45-49.

*А.С. Ханин, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ТУРБИНА ДВУХ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА

Использование отборов пара в системе регенерации из вспомогательных турбин с противодавлением, включенных в холодную линию промежуточного перегрева пара, по сравнению с отборами пара такого же давления из главной турбины, позволяет уменьшить необратимость теплообмена в подогревателях, что способствует повышению КПД цикла и конструктивно проще (без отборов) выполнить главную турбину. Однако появляются факторы, влияющие в сторону снижения КПД цикла, так как пар во вспомогательной турбине работает по циклу без промежуточного перегрева, а внутренний относительный КПД вспомогательной турбины ниже, чем главной.

Анализ показал, что у таких турбин существует предельное противодавление $p_{пред}$ (1), при котором использование пара из вспомогательной турбины в системе регенерации не дает преимуществ в сравнении с использованием пара такого же давления из главной турбины в том же подогревателе:

$$\frac{h_0 - h_{омб}^{тп}}{h_{омб}^{тп} - q_{др}} = \frac{h_0 + \Delta h_{nn} - h_{омб}^{гл.т}}{h_{омб}^{гл.т} - q_{др}}, \quad (1)$$

где h_0 , $h_{омб}^{гл.т}$, $h_{омб}^{тп}$ – энтальпии пара на входе в главную турбину, в отборе пара из вспомогательной турбины и в отборе главной турбины соответственно, кДж/кг; Δh_{nn} – прирост энтальпии пара в промежуточном перегревателе; $q_{др}$ – энтальпия дренажа из регенеративного подогревателя.

Если левая часть уравнения (1) оказывается больше правой части, то пар на регенерацию целесообразно брать из вспомогательной турбины, если наоборот, то пар на регенерацию следует брать из главной турбины. При равенстве частей наступает предельное противодавление, и отбор пара ниже этого давления из вспомогательной турбины приводит к ухудшению экономичности цикла. Таким образом, теплоперепад приводной турбины оказывается ограниченным холодной линией промежуточного перегрева пара и предельным противодавлением, что, как правило, приводит к недостатку вырабатываемой мощности вспомогательной турбиной по сравнению с требуемой мощностью на привод питательного насоса. Чтобы устранить указанный недостаток, мы предлагаем установить на вал вспомогательной турбины с противодавлением, включённой в холодную линию промперегрева, конденсационный цилиндр, подключенный к линии перепуска пара из ЦСД в ЦНД главной турбины, и получить комбинированную турбину двух давлений для привода питательного насоса.

О.А. Ворошилов, асп., С.С. Хорьков, студ.;
рук. С.И. Шувалов, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)

СИСТЕМА ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ С ЦИКЛОНОМ И ОТСОСОМ ГАЗА ИЗ БУНКЕРА

При сжигании низкорреакционных углей используются, как правило, системы пылеприготовления с шаровыми мельницами и промежуточным бункером пыли. Для отделения пыли из газового потока используются циклоны, степень улавливания которых составляет около 90%. Высокая запыленность сушильного агента после циклона приводит к повышению износу лопаток мельничного вентилятора, а при частичной рециркуляции сушильного агента - к дополнительной загрузке размольного пространства мельницы тонкодисперсными частицами и, как следствие, к снижению производительности пылесистемы.

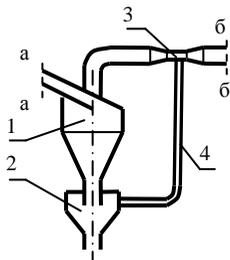


Рис.1.Схема системы пылеотделения
 1 – циклон; 2 - промежуточный бункер; 3 – труба Вентури; 4 – трубопровод отсоса газа

Заметного повышения эффективности пылеулавливания можно достичь за счет отсоса части газового потока из циклона через бун-

кер пыли [1]. Для реализации этой идеи предложена новая конструкция системы пылеотделения, схема которой показана на рис.1.

Система состоит из уже существующего циклона 1, под которым дополнительно устанавливается промежуточный бункер осажденной пыли 2. На трубопроводе от циклона к мельничному вентилятору устанавливается труба Вентури 3, к узкой части которой подводится трубопровод 4 от промежуточного бункера 2.

Основные проблемы при выборе конструктивных параметров промежуточного бункера 2, трубы Вентури 3 и трубопровода 4 связаны с необходимостью организации подачи 5...7% общего расхода сушильного агента, поступающего в циклон, через промежуточный бункер в трубу Вентури.

В предлагаемой системе пылеотделения поступающий в циклон поток сушильного агента разделяется внутри циклона на две части: основной поток сначала опускается вниз, затем поворачивается 180° и попадает в выходной патрубок циклона. Дополнительно создаваемый поток опускается ниже в коническую часть циклона и затем через промежуточный бункер 2 по трубопроводу 4 выводится в трубу Вентури. Именно этот поток способствует формированию внутри циклона опускного движения мелкодисперсной пыли и сокращению выноса ее потоком газа через выходной патрубок.

Для оценки гидравлических сопротивлений отдельных узлов системы пылеотделения была составлена система уравнений и проведены предварительные расчеты. Система пылеотделения предусматривает организацию потока газа через промежуточный бункер за счет перепада давления на циклоне между сечениями а-а и б-б. Гидравлическое сопротивление циклонов ЦН-15, которыми оснащаются пылесистемы систем пылеприготовления, при номинальных расходах сушильного агента составляет 1100...1800 Па. Можно принять, что около 30% перепада давления тратится на преодоление сопротивления входного патрубка и организации вихря в цилиндрической части. Оставшиеся потери давления обусловлены поворотом потока и сжатием вихря до диаметра выходного патрубка. Организация дополнительного потока газа через промежуточный бункер в количестве 5% от общего расхода сократит общее сопротивление этого участка на 10%, и полное сопротивление циклона уменьшится в среднем на 7% (на 80...130 Па). Сопротивление тракта отсасываемого газа не должно превышать 700...1130 Па. В качестве дополнительного резерва можно использовать снижение давления в узкой части трубы Вентури.

Здесь следует иметь в виду, что рассмотренная в работе конструкция узла отделения пыли от газа в промежуточном бункере представ-

ляет собой лишь начальный вариант, требующий детальной отработки и исследования на стендах, поэтому величина гидравлических потерь в этом узле определена не расчетным путем, а является заданной величиной для проектирования. Однако при любой конструкции этого узла направление потока от основного циклона через промежуточный бункер не изменится, т.к. статическое давление газа внутри основного циклона всегда больше давления в трубопроводе после циклона.

В дальнейшем предполагается провести более детальные расчеты распределения скоростей газа и траекторий частиц внутри циклона при различной доле отсасываемого газа, а также провести стендовые исследования отдельных элементов системы в лаборатории кафедры ТЭС ИГЭУ.

Библиографический список

1. **Рекунов В.С.** Исследование эффективности пылеулавливания и гидравлического сопротивления прямоточных циклонов в единичном и каскадном исполнении. Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, ТГАСУ, 2007. – 142 с.
2. **Система пылеотделения.** Патент № 118227 на полезную модель// С.И. Шувалов, Г.Г. Михеев, О.А. Ворошилов – БИ №20, 2012 .

*А.А. Митюшов, асп., Р.В. Сазонов, студ.;
рук. С.И. Шувалов, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОЦЕНКА КОЛИЧЕСТВА ГИБОВ ПАРОПРОВОДОВ, ДОСТИГШИХ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ

Паропроводы ТЭС, работающие в условиях ползучести, являются потенциально опасными элементами, разрушение которых приводит к большому материальному ущербу и человеческим жертвам среди обслуживающего персонала. При этом они являются дорогостоящими элементами: стоимость одногогиба паропровода острого пара блока 300 МВт находится в диапазоне от 800 до 1500 тысяч рублей. Высокая эффективность эксплуатации паропроводов может быть обеспечена только в том случае, когда все изношенные элементы заменяются незадолго до наступления предельного состояния. В этой связи особое внимание должно быть уделено прогнозированию состояния элементов паропроводов, в первую очередь наиболее изнашиваемых элементов – гибов.

Состояние гибов оценивается по нескольким параметрам, причем выход любого параметра за допустимые границы приводит к наступлению предельного состояния, при котором его эксплуатация должна быть прекращена.

В настоящее время отсутствуют математические модели, адекватно описывающие изменения всех контролируемых параметров в процессе эксплуатации, поэтому прогноз состояния может быть выполнен только по некоторым параметрам.

Разрушение элементов оборудования происходит вследствие возникновения и развития трещин. В условиях ползучести этот процесс развивается достаточно медленно, что позволяет организовать контроль поврежденности металла микропорами и микротрещинами, из которых в дальнейшем формируются макротрещины. Однако для непосредственного прогнозирования этот параметр неудобен, т.к. измерения поврежденности в обязательном порядке проводятся только после исчерпания паркового ресурса, при этом для количественной оценки используется шкала баллов.

Основной причиной возникновения и роста микропор и микротрещин является постоянно растущая при ползучести пластическая деформация, которая измеряется достаточно часто, а изменение величины деформации в процессе эксплуатации адекватно описывается простой моделью: скорость деформации на втором этапе ползучести постоянна. Вместе с тем результаты измерений свидетельствуют о том,

что для отдельного элемента трубопровода наблюдаемая скорость деформации может заметно отличаться от средней, а средние скорости деформации даже внешне идентичных элементов, работающих приблизительно в одинаковых условиях, также могут различаться. Этот факт определяет подход к результатам измерения деформации и, соответственно, к скорости деформации как к случайным величинам.

Между деформацией и поврежденностью структуры металла существует вероятностная связь (большему значению накопленной деформации вероятнее всего соответствует большая поврежденность металла порами и микротрещинами), поэтому по прогнозу величины деформации можно определить вероятность появления определенной поврежденности.

В работе [1] представлена математическая модель, позволяющая оценить вероятность наступления предельного состояния гибов паропроводов по остаточной деформации и микроповрежденности. Так как вероятности отражают частоту наблюдаемых явлений, то сумма вероятностей достижения предельного состояния для отдельной группы элементов соответствует количеству элементов в этой группе, достигших предельного состояния.

Вероятностный подход к оценке состояния элементов оборудования позволяет использовать результаты расчета вероятностей оценки количества элементов, достигших предельного состояния по каждому прогнозируемому состоянию.

Для иллюстрации возможности проведения подобных расчетов был выполнен прогноз состояния гибов паропроводов острого пара четырех блоков 300 МВт Рязанской ГРЭС на различную величину будущей наработки. Результаты расчета показали, что при наработке 250000 часов из-за недопустимой поврежденности структуры металла в гигах $\varnothing 245 \times 45$ будет необходимо из 77 гибов этой группы заменить около 17 гибов. При наработке 300000 часов предельного состояния достигнет 31 гиб, после 325000 – 38 гибов и после 350000 часов - 45 гибов. Гиги $\varnothing 345 \times 56$ менее подвержены повреждению микроструктуры. При наработке 250000 часов потребуют замены только 4 гига, после 300000 часов – 9 гибов, после 325000 часов – 12 гибов и после 350000 часов – 15 гибов.

Эти результаты могут быть использованы для планирования материальных и трудовых затрат на проведение ремонтов оборудования.

Библиографический список

1. Митюшов А.А., Шувалов С.И. Математическое моделирование состояния трубопроводов ТЭС, работающих в условиях ползучести// Вестник ИГЭУ, 2012, вып.6, с.55-59.

*Е.С. Малков, асп.;рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

СРАВНЕНИЕ КОМПОНОВОК НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА В ГАЗОХОДЕ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Вследствие принципиальной простоты цикла и схемы стоимость газотурбинных установок (ГТУ) существенно ниже, чем паровых. Они занимают меньше места, не нуждаются в охлаждении водой, быстро запускаются и изменяют режимы работы. ГТУ легче обслуживать и полностью автоматизировать. Так как рабочей средой газовых турбин являются продукты сгорания, сохранять работоспособность деталей, которые омываются ими, можно, только используя чистые виды топлива: природный газ или жидкие дистилляты. Газотурбинные технологии быстро развиваются, повышаются параметры, единичная мощность и КПД. За рубежом они освоены и эксплуатируются с такими же показателями надежности, как и паровые энергоблоки. Тепло отработавших в ГТУ газов может использоваться для выработки технологического пара или нагрева воды на нужды теплофикации [1].

На основе полученных данных проведенных ранее исследований [2] установлена технологическая возможность и эффективность нагрева сетевой воды за счет размещения камеры сжигания дополнительно топлива (КСДТ) и газового подогревателя сетевой воды (ГПСВ) в газоходе котла-утилизатора (КУ).

Для определения наиболее оптимальной компоновки КСДТ, ГПСВ и газового подогревателя конденсата (ГПК) в газоходе КУ с использованием программного комплекса BoilerDesigner (Optsim-K, г. Москва) разработаны расчетные модели [3] парогазовой установки ПГУ-325, отличающиеся расположением указанных элементов.

В ходе работы проведен анализ трех вариантов компоновок:

- 1) КСДТ и ГПСВ установлены за ГПК (рис. 1);
- 2) КСДТ расположена перед ГПК и ГПСВ (рис. 2);
- 3) КСДТ - перед ГПСВ и ГПК (рис. 3).

Поверхности нагрева теплообменников и живые сечения для прохода газов и рабочей среды выбирались исходя из обеспечения следующих условий:

- температура уходящих газов 100°C;
- скорость газов 7ч11 м/с;

- скорость рабочей среды (основного конденсата для ГПК или сетевой воды для ГПСВ) 0,5ч1,5 м/с.

ГПСВ и ГПК выполнены из труб ш38Ч3 с поперечным шагом 82 мм, продольным - 85 мм. Количество рядов труб для указанных вариантов компоновок приведено в табл. 1.

При сравнительном анализе применен показатель, не зависящий от метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ [4] коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива (КИТ):

$$\eta_{и.т} = \frac{N_э + Q_{ГПСВ}}{Q_{топл}}, \quad (1)$$

где $N_э$ - электрическая мощность энергоустановки, $Q_{ГПСВ}$ - теплофикационная нагрузка ГПСВ, $Q_{топл}$ - теплота сжигаемого в ПГУ топлива.

КИТ - величина, представляющая собой показатель суммарной тепловой эффективности ПГУ-ТЭЦ при выработке как электрической, так и тепловой энергии.

По сравнению с исходным вариантом ПГУ-325 при установке КСДТ и ГПСВ КИТзначительно увеличивается (рис. 4). В номинальном режиме в зависимости от варианта компоновки КИТ возрастает на 6,1ч8,56 %, при сниженных на-

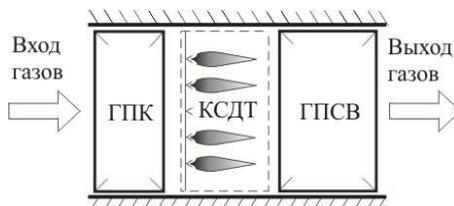


Рис. 1. Вариант №1 газохода КУ

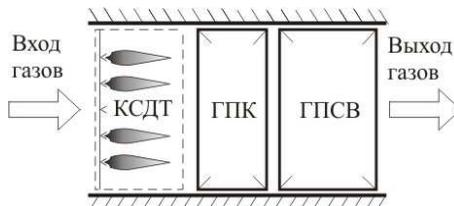


Рис. 2. Вариант №2 газохода КУ

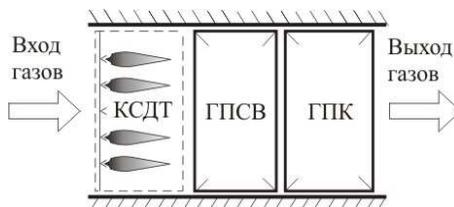


Рис. 3. Вариант №3 газохода КУ

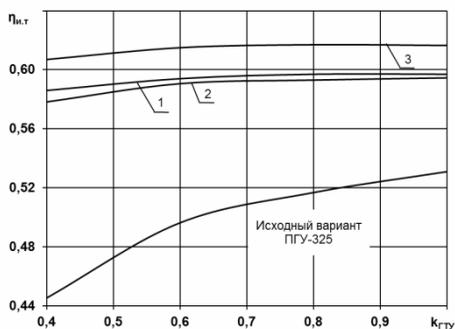


Рис. 4. Зависимость КИТ от нагрузки ГТУ

грузках - 7,63ч16,17 %. Наибольшее значение данного показателя имеет вариант №3.

Табл. 1.Количество рядов труб ГПСВ и ГПК

Наименование элемента	Исходный вариант	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
ГПК	18	18	4	18
ГПСВ	-	18	18	12

Увеличение КИТ объясняется тем, что при незначительном повышении суммарного расхода топлива на 21% при снижении концентрации кислорода до 12,5% и коэффициента избытка воздуха входящих газов до 1,63 [2] возможно значительное увеличение тепловой мощности.

По результатам расчетного исследования можно сделать вывод, что установка КСДТ и ГПСВ, независимо от компоновки, позволяет увеличить КПД КУ (рис. 5) в номинальном режиме работы ГТУ на 2,63ч4,14 % и на 3,91ч10,71 % - при нагрузках ГТУ 60ч80% от номинальной.КПД КУ

увеличивается, в основном, за счет снижения потерь теплоты с уходящими газами.

В вариантах компоновок 2 и 3 ГПК является зависимым элементом от расхода топлива в КСДТ, поэтому режим работы КСДТ будет оказывать влияние на работу водопарового тракта КУ, а, следовательно, и на мощность паровой турбины (ПТ). Поэтому обязательна оценка работы энергоустановки в зависимости от расхода топлива в КСДТ.

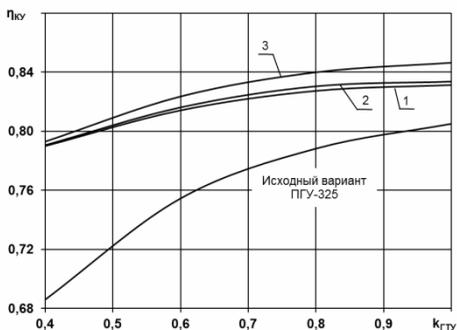


Рис. 5. Зависимость КПД КУ от нагрузки ГТУ

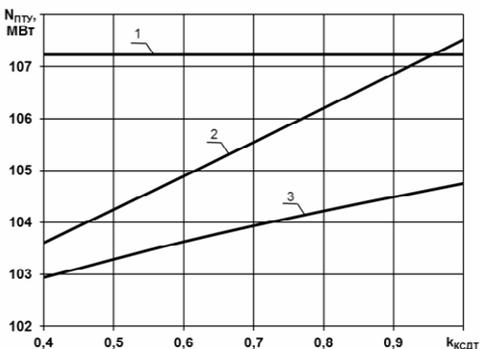


Рис. 6. Зависимость мощности ПТ от расхода топлива в КСДТ

В компоновке 1 все дополнительные элементы (КСДТ и ГПСВ) установлены за основными поверхностями нагрева, поэтому, регулирование теплофикационной нагрузки не оказывает влияние на работу ПТ (рис. 6). Наибольшее влияние на ПТ оказывает компоновка 2, т.к. из-за увеличения температурных напоров поверхность теплообмена ГПК имеет наименьшую из трех вариантов величину. Исходя из рис. 6 делаем вывод, в вариантах 2 и 3 затруднено регулирование тепловой нагрузки без влияния на работу ПТ.

При установке ГПК последним элементом в газоходе КУ (вариант 3) его тепловая мощность снижается на 1,9845,76 МВт по сравнению с исходным вариантом ПГУ (рис. 7).

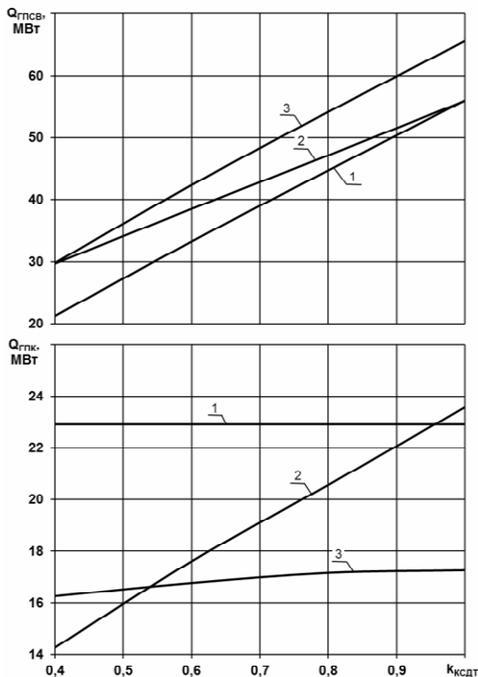


Рис. 7. Зависимость тепловой мощности ГПСВ и ГПК от расхода топлива в КСДТ

Выводы

Наиболее оптимальной компоновкой является вариант №1, основным преимуществом которого является возможность регулирования тепловой мощности без влияния на работу паровой турбины. Результаты расчета основных показателей эффективности ПГУ-ТЭЦ дают основание считать данный вариант компоновки газохода КУ эффективным и целесообразным.

Библиографический список

1. Ольховский, Г.Г., Журнал «Энергорынок» №5, 2004.
2. Шельгин, Б.Л. Тепловая эффективность использования уходящих газов котла-утилизатора при сжигании дополнительного топлива / Б.Л. Шельгин, А.В. Мошкарин, Е.С. Малков // Вестн. ИГЭУ. - 2012. - Вып. 4. - С. 8 - 12.

3. Малков, Е.С. Разработка расчетных моделей котла-утилизатора для анализа эффективности сжигания дополнительного топлива / Е.С. Малков, Б.Л. Шельгин // Вестн. ИГЭУ. - 2013. - Вып. 1.

4. Цанев, С.В., Бузов В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб.пособие для вузов // под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.

Е.С. Малков, асп.;
рук-ли Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.; А.Ю. Костерин, доц.
(ИГЭУ, г.Иваново)

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ УСТАНОВКИ ГАЗОВОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СЕТЕВОЙ ВОДЫ В КОТЛЕ-УТИЛИЗАТОРЕ СО СТРОИТЕЛЬСТВОМ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА

Одной из задач технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 г. является строительство новых электростанций исключительно с использованием парогазового цикла и переоснащение газовых котельных в ПГУ-ТЭЦ или ГТУ-ТЭЦ [1].

Уходящие газы котлов-утилизаторов (КУ) парогазовых установок (ПГУ) обладают достаточным потенциалом для выработки дополнительной мощности за счет использования уходящих газов КУ в качестве окислителя для дополнительно сжигаемого топлива [2].

Ранее была установлена возможность увеличения тепловой мощности парогазового блока за счет установки за КУ камеры сжигания дополнительного топлива (КСДТ) и газового подогревателя сетевой воды (ГПСВ) [3]. Для практического применения данного технического решения необходим технико-экономический анализ.

Настоящая работа посвящена сравнению двух вариантов увеличения тепловой мощности:

- размещение в КУ за счет установки за его последней поверхностью нагрева КСДТ и ГПСВ;
- установка водогрейного котла (ВК).

Наличие в газоходе КУ дополнительного теплообменника и камеры сжигания повышает аэродинамическое сопротивление агрегата, вследствие чего снижается перепад давлений газов в ГТУ [4], а значит и её электрическая мощность.

По результатам оценки капитальных затрат на различные энергоустановки тепловой мощностью от 40 до 140 МВт тепловой мощности составлен график удельных капитальных затрат (рис. 1). Из анализа результатов расчетов установлено, что затраты на установку КСДТ и

ГПСВ составляют 42ч56% от затрат на установку ВК. С увеличением тепловой мощности удельные капитальные затраты на ГПСВ по сравнению с ВК имеют большую тенденцию к снижению. Для рассматриваемых вариантов учтены затраты на строительство и транспортные расходы.

При определении затрат использовались сметные нормы, нормативы и прейскуранты.

Одним из главных критериев сравнения эффективности работы различных энергоустановок является расход топлива, т.к. основной составляющей эксплуатационных

затрат являются затраты на топливо.

Установка КСДТ и ГПСВ в КУ для выработки тепловой энергии имеет преимущество по расходу топлива в сравнении с ВК. Для варианта установки КСДТ и ГПСВ в газоход КУ затраты топлива на выработку тепловой энергии на нужды теплофикации имеют следующие составляющие: расход топлива в КСДТ и на выработку электрической энергии для компенсации снижения электрической мощности ГТУ. Составляющие топливных затрат при установке ВК: топливо в топку котлоагрегата и на выработку электрической энергии для привода электродвигателей тягодутьевых машин. Расходы электрической энергии на привод электродвигателей сетевых насосов приняты равными, т.к. расходы сетевой воды одинаковы.

В расчетном исследовании принято, что электрическая энергия, необходимая для собственных нужд котлоагрегатов и на компенсацию снижения электрической мощности ГТУ, вырабатывается замещающей станцией (блоком) с удельным расходом условного топлива на выработку электрической энергии b_y равным 0,320 кг у.т./кВт.ч [5].

Исходя из расчета эксплуатационных затрат ГПСВ и ВК для различных значений установленной мощности при стоимости топлива 3084 руб./т у.т. составлен график значений себестоимости отпускаемой тепловой энергии (рис. 2). Для расчета себестоимости анализируемые

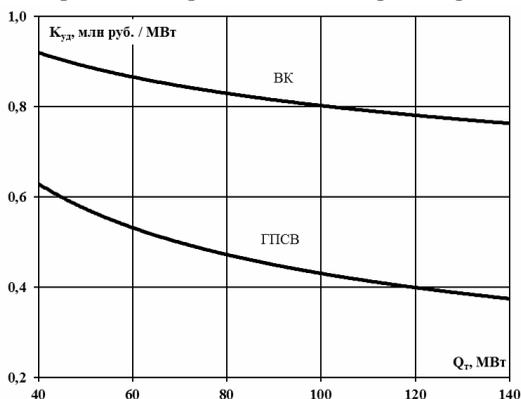


Рис. 1. Изменение удельных капитальных затрат в зависимости от тепловой мощности энергоустановки

варианты приведены к условиям сопоставимости. Вариант реконструкции КУ имеет меньшую себестоимость отпускаемой тепловой энергии. Разница величин себестоимости составляет 50ч69 руб./МВт-ч для времени работы 2000 часов в номинальном режиме, 80ч100 руб./МВт-ч для 5000 ч.

ГТУ большую часть времени работают в режимах, отличных от номинального.

Поэтому, важно оценить величину экономии топлива во всем диапазоне нагрузок газовой турбины. Для этого, на примере дубль-блока ПГУ-325 с КУ марки «П-88», проведен расчет экономии топлива в зависимости от режима работы энергоустановок.

Результаты

представлены в виде диаграммы на рис. 3.

Необходимо отметить, что при условии равенства тепловой мощности ГПСВ и ВК расход топлива в КСДТ меньше расхода в топочную камеру ВК. Причем, с увеличением нагрузки ГТУ данная величина возрастает, т.к. для поддержания величины тепловой мощности постоянной требуется меньший расход топлива в КСДТ. Для тепловых нагрузок 30ч55 МВт разница расходов топлива составляет от 40 до 50 кг у.т./ч. В тоже время затраты топлива на компенсацию снижения электрической мощности ГТУ на порядок превосходят топливные затраты на привод тягодутьевых машин ВК. При увеличении нагрузки газовой турбины увеличивается расход газов в КУ, следовательно, возрастает аэродинамическое сопротивление дополнительных поверхностей газового тракта, а значит, увеличивается расход топлива на компенсирующую выработку электрической энергии. В результате разница расходов топлива для данных вариантов сокращается. Поэтому наибольшая величина экономии наблюдается при низких нагрузках ГТУ. Величина относительной экономии топлива в режиме работы ПГУ «моноблок» составляет от 1,99 до 4,25% (в зависимости от мощности ГТУ и тепло-

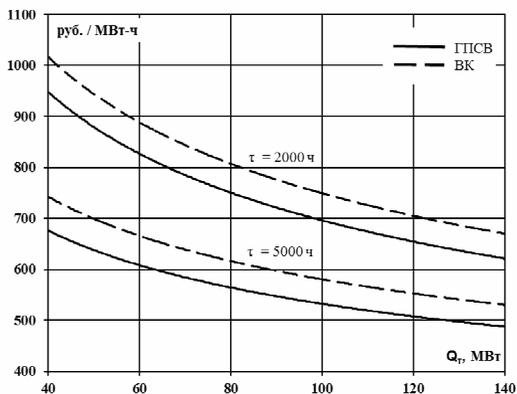


Рис. 2. Изменение себестоимости отпускаемой тепловой энергии в зависимости от тепловой мощности энергоустановок

фикационной нагрузки), в режиме «дубль-блок» - от 2,11 до 4,29% по отношению к общему расходу топлива. Преимущество по экономии топлива при равной тепловой нагрузке наблюдается в режиме работы ПГУ «дубль-блок», т.к. в данном случае сумма аэродинамических сопротивлений газовых трактов двух КУ меньше аэродинамического сопротивления одного котла-утилизатора, т.е. в режиме работы ПГУ «моноблок».

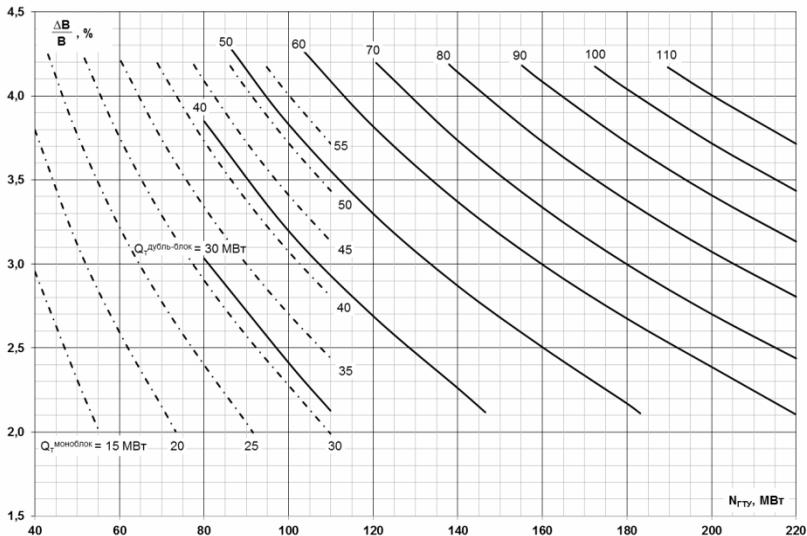


Рис. 3. Изменение величины относительной экономии топлива в зависимости от нагрузки ГТУ и теплофикационной мощности.

По результатам расчетного анализа установлено, что увеличение тепловой мощности за счет установки КСДТ и ГПСВ более предпочтительно, ввиду более низких капитальных затрат и экономии топлива во всех режимах работы энергоустановки.

Библиографический список

1. Распоряжение Правительства РФ от 22.02.2008 № 215-р. «Генеральная схема размещения объектов электроэнергетики до 2020 года».
2. Шельгин, Б.Л., Мошкарин А.В., Малков Е.С. Определение условий использования в качестве окислителя уходящих из котла-утилизатора газов для сжигания дополнительного топлива // Вестн. ИГЭУ. - 2012. - Вып. 2. - С. 4 - 7.
3. Шельгин, Б.Л., Мошкарин А.В., Малков Е.С. Тепловая эффективность использования уходящих газов котла-утилизатора при сжигании дополнительного топлива // Вестн. ИГЭУ. - 2012. - Вып. 4. - С. 8 - 12.

4. **Цанев, С.В.**, Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб.пособие для вузов // под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.

5. Приказ Минэнерго России от 30 декабря 2008 г. № 323 «Об организации в министерстве энергетики Российской Федерации работы по утверждению нормативов удельного расхода топлива на отпущенную электрическую и тепловую энергию от тепловых электрических станций и котельных».

