

УДК 621.165 + 621.438

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СОВРЕМЕННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК ТЭС

Докт. техн. наук, проф. ЯКОВЛЕВ Б. В.

РУП «БелНИПИэнергопром»

Инж. ГРИНЧУК А. С.

Минская ТЭЦ-3

Энергетика – базовая отрасль, влияющая на состояние всей экономики. Вместе с тем она является одним из основных потребителей первичных энергетических ресурсов и оказывает заметное влияние на окружающую среду.

Постоянный рост в мире производства электроэнергии с доминирующей ролью тепловых электростанций, сжигающих органическое топливо (табл. 1), стоимость которого неуклонно растет, обуславливает необходимость повышения эффективности топливоиспользования на ТЭС, что возможно только на основе более совершенных технологических и технических решений преобразования энергии топлива в электрическую (и тепловую). Определяющими здесь являются степень совершенства и мощностные возможности теплового двигателя (привода электрогенератора), работающего на водяном паре и газообразных продуктах сжигаемого топлива. Этих вопросов в дополнение к изложенному в [1] и касается данная статья.

Паротурбинные установки. Термодинамический цикл Ренкина, лежащий в основе работы паротурбинных установок (ПТУ) ТЭС, в середине XX в. имел начальные параметры пара в передовых установках 9 МПа, 500 °С и соответственно КПД – 35 %. Большинство современных паросиловых установок имеют сверхкритические параметры – 24 МПа, 540–550 °С и промежуточный перегрев, что обеспечивает КПД на уровне 40 %. Осваиваются и более высокие – суперсверхкритические параметры (ССКП). Рост параметров пара ограничивается требованиями к конструкционным материалам котельного и турбинного оборудования, технологическими сложностями его изготовления, а также теплофизическими свойствами водяного пара как рабочего тела.

Температура отвода теплоты из такого цикла, также существенно влияющая на его экономичность, определяется температурой охлаждающей

воды источника водоснабжения. Углубление вакуума на 1 кПа повышает на 1 % экономичность ПТУ.

Таблица 1

Динамика развития мировой энергетики

Показатель	1990 г.	2000 г.	2010 г.
Суммарная выработка электроэнергии, млрд кВт·ч	11900	15100	19500
Доля выработки, %:			
ТЭС на газе	14	19	23
ТЭС на мазуте	12	10	9
ТЭС на угле и прочем топливе	38	37	36
АЭС	17	16	14
ЭС на возобновляемых источниках энергии	19	18	18
Общая установленная мощность электростанций в мире, ГВт	2830	3580	4450
В том числе, %:			
ТЭС на газе	17	20	22
ТЭС на мазуте	15	14	13
ТЭС на угле и прочем топливе	33	32	32
АЭС	12	11	10
ЭС на возобновляемых источниках энергии	23	23	23

Достигнутый уровень рабочих параметров паротурбинных энергетических установок и полученный при этом КПД представлены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристика некоторых энергоблоков ССКП

Страна, электростанция	Год ввода	Топливо	Мощность, МВт	Температура свежего пара и перегревов, °С	Начальное давление, МПа	Вакуум в конденсаторе, кПа	КПД нетто блока, %
США, Эддистоун-1	1954	Уголь	325	648/565/565	35,9	—	—
Россия, Каширская ГРЭС	1966	Уголь	100	650/565	29,4	—	—
Япония, Кавагое-1	1989	Сжиж. газ	700	566/566/566	30,5	4,0	41,9
Германия, Шгаудингер-5	1992	Уголь	550	545/562	26,2	3,8	43
Дания, Эсбьерг-3	1992	Уголь	350	562/560	25,0	2,3*	45,3
Нидерланды, Хемвег-8	1994	Уголь	680	535/563	25,0	3,4	44,1
Дания, Скербек-1	1997	Газ	395	582/580/580	29,5	2,3	47
Дания, Альборг	1997	Уголь	400	580/580/600	28,5	2,35	49
Германия, Гесслер	1998	Уголь	740	580/600	27,5	3,6	45,4
Германия, Липпендорф	1999	Уголь	934	554/580	26,7	3,8	42,8
Германия, Боксберг	2000	Уголь	907	545/581	26,6	—	42,7

* Вакуум ниже 3 кПа обеспечивается охлаждением конденсатора водой с температурой 2–7 °С.

Энергоблоки ССКП применяют страны, в энергетике которых преимущественно используется уголь – собственный или импортируемый, в частности Дания и Япония. Применение энергоустановок ССКП требует колоссальных затрат, что могут позволить себе немногие государства. Даже в России, имеющей мощный ТЭК, в ближайшей перспективе не планируется ввод паротурбинных энергоблоков суперсверхкритических параметров – создание энергоблока 525 МВт ССКП затягивается из-за отсутствия инвестиций. Основной ориентир – ввод новых высокоэкономичных ПГУ и модернизация действующих паротурбинных ТЭС с применением газотурбинной техники [2].

Если, тем не менее, говорить о преимуществах и недостатках ПТУ, то основные из них следующие.

ПТУ сегодня являются самыми распространенными на ТЭС. Мировая энергетика обладает огромным опытом по их созданию и эксплуатации. Паровые турбины производятся в широком диапазоне мощностей, достигающих 1000–1500 МВт (для АЭС создана турбина мощностью 1750 МВт), они обладают достаточно высокой надежностью и экономичностью при работе с мощностью 30–100 % номинальной.

Существует резерв повышения экономичности паровых турбин в пределах 4–6 % за счет применения более совершенных лопаточного аппарата, проточной части и оптимизации тепловой схемы – решения известны. Для сравнения отметим, что повышение КПД от перехода с сверхкритических на ССКП составляет порядка 3 %.

ТЭС с ПТУ могут работать на любом органическом топливе – газообразном, жидком, твердом. В мировой энергетике в качестве преимущественного, относительно дешевого топлива используется уголь, запасы которого в несколько раз больше, чем нефти и газа.

Однако паровая турбина состоит из нескольких цилиндров, включающих 25–40 ступеней. Металлоемкость и сложность турбины, зависящие от параметров, отрицательно сказываются на ее маневренных свойствах и требуют длительного времени на прогрев и охлаждение ее элементов при пусках и остановах. Турбине необходим паровой котел, имеющий большие габариты и размещаемый в отдельном помещении, а для его питания требуется сложная система, состоящая из подогревателей, питательных и конденсатных насосов, деаэраторов. Для конденсации отработавшего в турбине пара нужны конденсатор и сложная система технического водоснабжения, поскольку конденсационная ПТУ потребляет большое количество охлаждающей воды.

Паровая турбина поставляется отдельными узлами и деталями, поэтому монтаж ее многочисленного вспомогательного оборудования и коммуникаций занимает значительное время.

Газотурбинные установки. В ГТУ задача увеличения температуры подводимой в цикл Брайтона теплоты с целью повышения экономичности решается легче благодаря применению в качестве рабочего тела продуктов сгорания топлива с гораздо меньшим, чем у пара, начальным давлением. Однако при этом появляется проблема снижения температуры отводимой из цикла теплоты, которая с ростом начальной температуры рабочего тела также повышается.

В ГТУ есть свои преимущества и недостатки.

Главное преимущество – ее компактность. В ГТУ отсутствует громоздкий котел, поскольку топливо сжигается при высоком давлении (1,2–2,0 МПа) в небольшой камере сгорания, находящейся в самой турбине или рядом. Процесс расширения газов (совершение работы) происходит в турбине, состоящей из трех–пяти ступеней, в то время, как было сказано, паровая турбина такой же мощности имеет нескольких цилиндров со множеством ступеней.

Компактность ГТУ позволяет собирать ее на турбинном заводе и доставлять на объект железнодорожным или автомобильным транспортом. Выносные камеры сгорания транспортируются отдельно, но легко и быстро присоединяются к турбине на месте. ГТУ может быть установлена на нулевой отметке несложного фундамента, в то время как ПТУ требует рамного фундамента высотой 9–16 м.

В ГТУ отсутствуют конденсатор и соответственно сложная система технического водоснабжения, а также другие технологические элементы, свойственные ПТУ.

Все это приводит к тому, что стоимость 1 кВт установленной мощности газотурбинной электростанции значительно меньше паротурбинной, хотя стоимость собственно ГТУ (компрессор + камера сгорания + газовая турбина) из-за технологической сложности и используемых материалов оказывается гораздо больше стоимости паровой турбины такой же мощности.

Важным преимуществом ГТУ является ее высокая маневренность, обусловленная малой металлоемкостью и, следовательно, быстрым прогревом и охлаждением элементов турбины без возникновения опасных температурных напряжений и деформаций. Изменение нагрузки ГТУ происходит в считанные минуты. По надежности лучшие образцы не уступают ПТУ.

Однако ГТУ имеют и существенные недостатки. Прежде всего, это меньшая экономичность, чем у ПТУ. КПД хороших серийных ГТУ мощностью 200–300 МВт составляет 36–39 %, а ПТУ – 40–43 %.

Для мощных энергетических ГТУ ориентиром пока является КПД на уровне 41–42 %. Исходя из возможного повышения начальной температуры по условиям надежной работы высокотемпературных элементов, необходимо их интенсивное воздушное охлаждение, что существенно снижает прирост КПД от увеличения начальной температуры (рис. 1). Меньшая экономичность ГТУ связана с высокой температурой отработавших газов.

ГТУ по сравнению с ПТУ имеют ограниченную мощность, что связано с большими расходами рабочего тела. Самыми мощными ГТУ на сегодня являются Siemens SGT5-8000H – 340 МВт

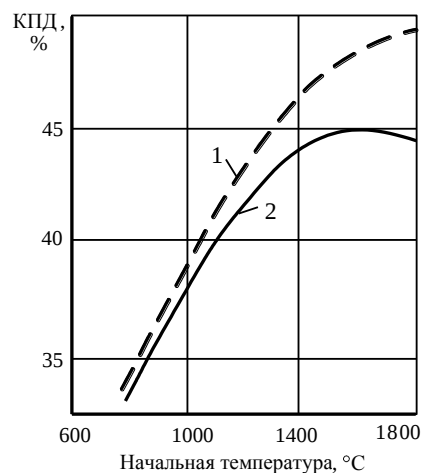


Рис. 1. Влияние охлаждения лопаток на КПД ГТУ: 1 – КПД без охлаждения лопаток; 2 – КПД с учетом потерь энергии на охлаждение лопаток

и Mitsubishi MW701G – 334 МВт с КПД 39,5 %. Однако следует иметь в виду, что последние поколения мощных высокоэкономичных газовых турбин проектируются не для автономной работы, а для использования в составе парогазовой установки (ПГУ) и обеспечения ее максимальной экономичности. Охлаждение элементов газовой турбины в таких установках выполняется паром, который после этого направляется в ПТУ.

В ГТУ невозможно прямое использование любого топлива. Они работают только на газообразном или специальном жидком топливе.

Таким образом, меньшая начальная стоимость ТЭС с ГТУ, хорошая маневренность и сравнительно низкая экономичность ГТУ в сочетании с высокой стоимостью используемого топлива определяют возможное их применение в энергосистемах в виде пиковых или резервных источников мощности. Ситуация кардинально меняется при использовании ГТУ в комбинированном (парогазовом) конденсационном и теплофикационном циклах.

Парогазовые установки. Постоянное соревнование между газотурбинными и паротурбинными технологиями привело к совмещению положительных качеств обоих циклов и созданию так называемой парогазовой установки, более экономичной, чем ПТУ или ГТУ. Причем экономичность ПГУ значительно зависит от эффективности газотурбинного цикла. На основе низкоэкономичных газовых турбин невозможно построить ПГУ с высоким КПД. Если, к примеру, взять ГТУ типа ГТ-100-750 ЛМЗ с КПД 28,5 % и температурой отработавших газов 398 °С, то при этом в котле-утилизаторе (КУ) можно получить пар с температурой около 370 °С и КПД ПТУ порядка 14 %, а КПД бинарной ПГУ составит 36 %. Такая ПГУ уступает по экономичности обычному паротурбинному энергоблоку сверхкритических параметров. Поэтому ПГУ стали экономически оправданными лишь после создания высокотемпературных газовых турбин, имеющих высокий КПД и способствующих реализации на сбросных газах экономичного паротурбинного цикла. ПГУ имеют свои преимущества и недостатки.

Основные преимущества следующие. ПГУ – самый экономичный комбинированный тепловой двигатель, используемый сегодня для получения электроэнергии. На рис. 2 показано, как изменялся КПД ПГУ по мере развития техники. Кривая 1 – это теоретический КПД, который может быть получен при достигнутом уровне температуры перед газовой турбиной. Например, у одноконтурной ПГУ с температурой газов перед ГТУ, равной 1000 °С, абсолютный КПД равен 42 %, что составляет 63 % (кривая 2) теоретического КПД, а у трехконтурной ПГУ с начальной температурой газов 1450 °С и промежуточным перегревом пара КПД достигает 60 %, что составляет 82 % (кривая 5) теоретически возможного уровня. Нет сомнений, что КПД можно повышать и далее. Вопрос только в том, какой ценой это будет достигаться.

Для сопоставления на рис. 3 показана эффективность энергетических установок в зависимости от технологического цикла и начальных параметров.

Существующие ПГУ имеют мощность от нескольких десятков до 1000 МВт. Например, фирма Mitsubishi Heavy Ind. с 1998 г. поставляет

ПГУ мощностью 972 МВт на основе двух ГТУ MW701G по 334 МВт. Такой блок имеет КПД 58,2 %.

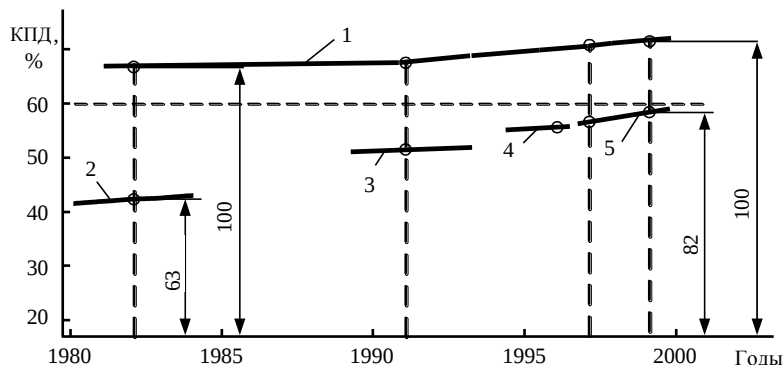


Рис. 2. Сравнительная экономичность ПГУ различного технического уровня: 1 – теоретический КПД цикла; 2 – одноконтурная; 3 – двухконтурная; 4 – трехконтурная; 5 – трехконтурная с промежуточным перегревом

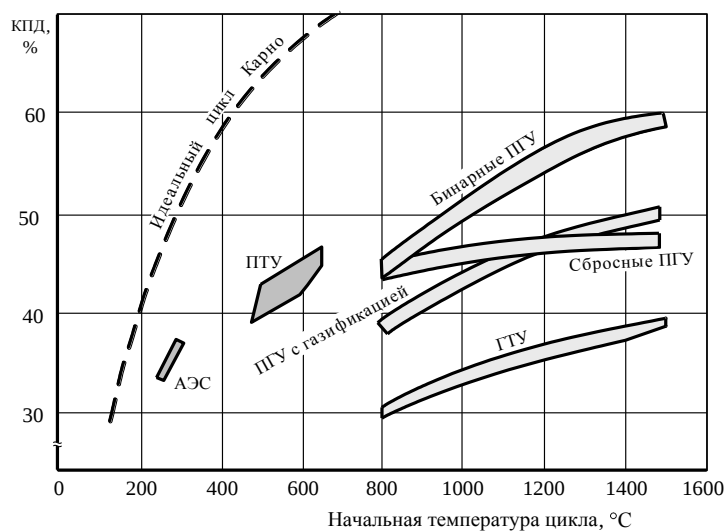


Рис. 3. Экономичность различных типов энергетических установок

ПГУ – наиболее экологически чистый двигатель. В первую очередь это объясняется высоким КПД, ибо та теплота топлива, которую не удалось преобразовать в электроэнергию, выбрасывается в окружающую среду, создавая ее тепловое загрязнение. Уменьшение тепловых выбросов от ПГУ по сравнению с паросиловой установкой пропорционально уменьшению расхода топлива на производство электроэнергии. В силу специфики сжигания топлива ПГУ дают на порядок меньше выбросов и оксидов азота (NO_x).

ПГУ обладает высокой маневренностью, что обеспечивается хорошими маневренными возможностями газовой турбины и менее металлоемкой паровой. При одинаковой мощности потребление охлаждающей воды парогазовой ТЭС примерно в 2,5 раза меньше паротурбинной. Это обусловлено тем, что мощность конденсационной ПТУ составляет 1/3 общей мощности бинарной ПГУ, а ГТУ потребляет мизерное количество охлаждающей воды.

ПГУ имеет меньшую по сравнению с ПТУ удельную стоимость установленной мощности, что связано с меньшим объемом строительной части, отсутствием сложного энергетического котла, дорогой дымовой трубы, сложной системы регенеративного подогрева питательной воды, а также с использованием более простой паровой турбины и меньшей системы технического водоснабжения. Поэтому у ПГУ меньше строительный цикл и сроки окупаемости, чем у ПТУ (табл. 3).

Таблица 3

Сравнение затрат на сооружение различных типов электростанций*

Тип электростанции	Срок строительства, лет	Относительная стоимость строительства	Относительная стоимость вывода из эксплуатации	Примерный срок окупаемости, лет
Газомазутная	4–5	1,0	0,35	6–8
Угольная	5–6	1,2	0,8	8–10
Парогазовая	3–4	0,65	0,35	5–7
Атомная	10–13	5,5	3,5	15–20

* Данные взяты для электростанций мощностью 1000 МВт.

Если говорить о недостатках ПГУ, то в основном это касается определенных ограничений и требований к оборудованию и топливу. Установки, о которых идет речь, используют преимущественно природный газ. При сжигании тяжелого жидкого и тем более твердого топлива с внутрицикловой газификацией требуются сложные системы подготовки и очистки, что приводит к уменьшению КПД (рис. 3) и удорожанию ПГУ.

На экономичность и стоимость ПГУ влияет количество контуров по давлению пара, вырабатываемому в котле-утилизаторе для ПТУ.

Одноконтурная схема отличается своей простотой, однако ее экономичность невысока и связана с тем, что через поверхности нагрева КУ (экономайзер, испаритель и пароперегреватель) проходит одинаковое количество рабочего тела (вода и пар), что не позволяет обеспечить два противоречивых требования. С одной стороны, КУ должен генерировать пар высоких параметров для большей экономичности ПТУ, но энергии отработавших в ГТУ газов хватает на получение высоких параметров пара лишь при определенном его расходе. С другой стороны, чтобы обеспечить низкую температуру уходящих газов после КУ и тем самым повысить его КПД, нужен большой расход воды через экономайзер.

Выбор начального давления пара в одноконтурном КУ является оптимизационной задачей, поскольку его повышение приводит к повышению температуры уходящих газов из КУ, что ухудшает КПД, а снижение давления уменьшает срабатываемый в турбине теплоперепад и соответственно ее мощность.

По этой причине в современных ПГУ применяется двухконтурная схема КУ, в которой через экономайзер пропускается большое количество воды, а через испарительные и пароперегревательные поверхности – меньшее. Схема ПГУ с двухконтурным КУ показана на рис. 4.

В двухконтурном КУ в барабан низкого давления подается часть конденсата (порядка 25–30 % его общего количества), предварительно нагрее-

того в ГПК почти до температуры кипения. Остальная, бо́льшая часть конденсата подается в контур высокого давления. Каждый контур имеет испаритель и пароперегреватель, откуда пар поступает в ЦВД и ЦНД турбины.

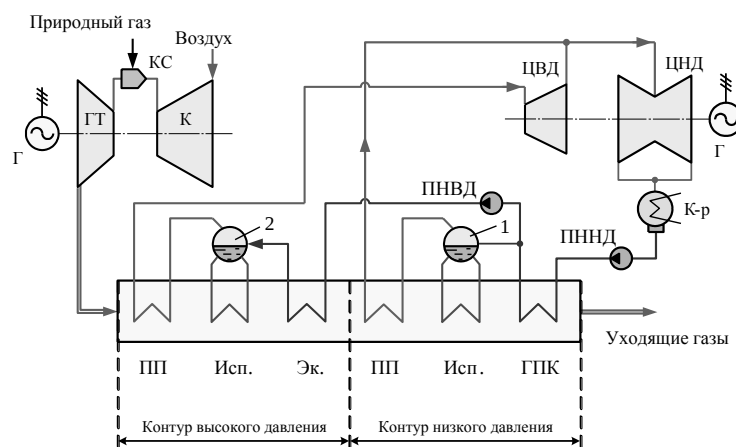


Рис. 4. Схема двухконтурной ПГУ: ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; К – компрессор; Г – генератор; ЦВД – цилиндр высокого давления паровой турбины; ЦНД – цилиндр низкого давления паровой турбины; К-р – конденсатор; ПННД – питательный насос низкого давления; ПНВД – то же высокого давления; ГПК – газовый подогреватель конденсата; Исп. – испаритель; ПП – пароперегреватель; Эк. – экономайзер; 1 – барабан низкого давления; 2 – то же высокого давления

Более глубокое охлаждение дымовых газов в контуре низкого давления, по сравнению с одноконтурной схемой, повышает экономичность КУ, а возможность повышения температуры и давления пара на выходе из контура высокого давления позволяет повысить экономичность ПТУ. Причем оптимальные начальные параметры пара ПТУ определяются, с одной стороны, температурой отработавших газов ГТУ и температурным напором в пароперегревателе, а с другой – допустимой влажностью в последних ступенях турбины, влияющей на их экономичность и надежность. Поэтому в двухконтурной схеме иногда выполняется промежуточный перегрев пара. Обычно давление пара контура высокого давления составляет 7–9 МПа, а низкого – 0,6–0,9 МПа.

По двухконтурной схеме сейчас выполняется подавляющее большинство утилизационных ПГУ с КПД 52–54 %. В Беларуси двухконтурная схема ПГУ реализуется на Минской ТЭЦ-3, где устанавливается ПГУ-230 (ГТ-170 МВт, ПТ-53 МВт).

Применение для ПГУ трехконтурных схем (рис. 5) дополнительно повышает экономичность установки, однако это оправдано лишь в мощных энергетических ПГУ с высокой температурой газов за газовой турбиной – на уровне 550–580 °С. При этом значения давлений пара в контурах КУ составляют: высокого – 10–15,5 МПа, среднего – 1,5–4,0, низкого – 0,4–0,6 МПа. Для снижения влажности пара в последних ступенях ЦНД паровой турбины применяют промежуточный перегрев пара после ЦВД, причем со следующей особенностью. После пароперегревателя контура среднего давления пар направляется не в паровую турбину, а на смешение с паром, покинувшим ЦВД. Образовавшаяся смесь направляется в выходную часть пароперегревателя среднего давления для нагрева до температуры острого пара, откуда поступает в ЦНД турбины.

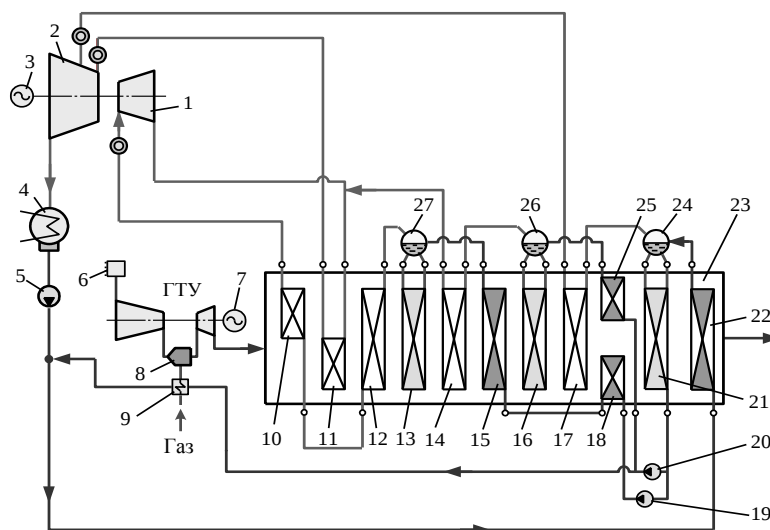


Рис. 5. Схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара: 1 – ЦВД паровой турбины; 2 – ЦНД паровой турбины; 3 и 7 – генераторы; 4 – конденсатор; 5 – питательный насос низкого давления; 6 – КВОУ; 8 – КС; 9 – нагреватель газа; 10 и 12 – поверхности пароперегревателя высокого давления; 11 – выходная часть пароперегревателя среднего давления; 13 – испаритель контура высокого давления; 14 – пароперегреватель контура среднего давления; 15 и 18 – поверхности экономайзера контура высокого давления; 16 – испаритель контура среднего давления; 17 – пароперегреватель низкого давления; 19 – питательный насос высокого давления; 20 – то же среднего давления; 21 – испаритель низкого давления; 22 – ГПК; 23 – КУ; 24 – барабан контура низкого давления; 25 – экономайзер контура среднего давления; 26 – барабан контура среднего давления; 27 – то же высокого давления

В трехконтурном КУ расход пара в контуре высокого давления меньше, чем в двухконтурном, поскольку пароперегреватель среднего давления снижает количество теплоты, передаваемое в пароперегреватель высокого давления. Максимальная мощность ПТУ и увеличение КПД таких схем определяются в основном выработкой пара в контуре низкого давления КУ.

Изменение экономичности ПГУ в зависимости от параметров и контурности паротурбинного цикла показано на рис. 6. Сравнение дается по отношению к простой двухконтурной схеме.

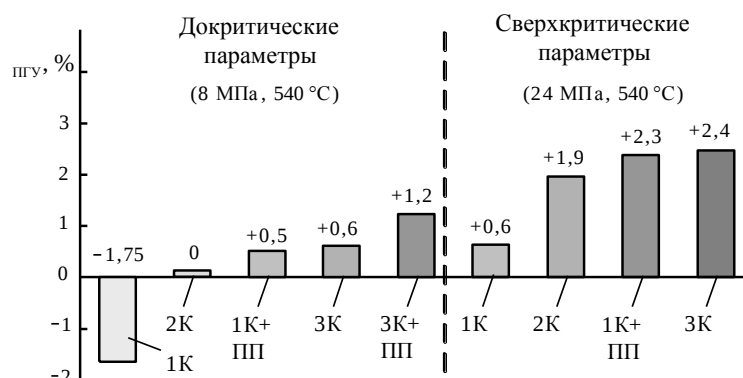


Рис. 6. Влияние начальных параметров пара, промежуточного перегрева (ПП) и числа контуров (К) паротурбинного цикла на изменение абсолютного КПД ПГУ

Рассмотренные схемы ПГУ относятся к бинарным установкам, в которых теплоты отработавших в ГТУ газов хватает для циклов ПТУ определенной мощности. В результате они имеют более высокую термодинамическую эффективность по сравнению со сбросными установками (рис. 3), в которых теплота отработавших в ГТУ газов составляет лишь часть необходимой для ПТУ заданной мощности (газотурбинная надстройка), и в ее котле необходимо дополнительно сжигать топливо [1, 3, 4].

ВЫВОДЫ

1. Все основные электростанции Белорусской энергосистемы оснащены паротурбинными установками высоких и сверхкритических параметров, которые отработали по 30–40 лет и сейчас должны подвергаться модернизации и реновации с целью повышения экономичности и продления рабочего ресурса [5].

Появление новых ТЭС с более экономичными ПТУ сверхкритических и тем более суперсверхкритических параметров связано с проблемами получения инвестиций и неопределенностью будущего топливообеспечения республики и в ближайшей перспективе маловероятно.

2. Структура генерирующих мощностей и режимы работы энергосистемы, мощностные и маневренные возможности существующих энергоустановок ТЭС пока не обуславливают острой необходимости применения в Белорусской энергосистеме специальных маневренных энергоустановок в виде ГТУ.

3. Для Беларуси, в которой в топливном балансе доля природного газа в энергетике достигает 95 %, необходимо в максимальной степени ориентироваться на применение высокоэффективных газотурбинных и парогазовых технологий. При этом не должно быть стереотипных решений. Для каждой станции необходима оптимизация тепловой схемы, состава и параметров основного оборудования с целью минимизации расхода топлива и денежных затрат в энергосистеме [1, 6], что подтверждают недостаточно совершенные решения, принятые при модернизации Оршанской ТЭЦ и Березовской ГРЭС по парогазовому циклу.

4. Неизбежное дальнейшее повышение стоимости российского газа, а также отсутствие альтернативных источников получения извне различного органического топлива, которыми необходимо постоянно заниматься для обеспечения энергетической и экономической безопасности страны [7, 8], вызывают интерес к ядерной энергетике. Но ее применение в Республике Беларусь сопряжено со многими проблемами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яковлев, Б. В. Современные энерготехнологии на ТЭС / Б. В. Яковлев, А. С. Гринчук // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 2.
2. Концепция технической политики ОАО РАО «ЕЭС России» на период до 2009 года. – М., 2005.
3. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремизов; под ред. С. В. Цанева. – 2-е изд. – М.: Изд. дом МЭИ, 2006. – 584 с.

4. Основы современной энергетики / под общ. ред. чл.-кор. РАН Е. В. Аметистова. – М.: Изд-во МЭИ, 2004.
5. Государственная комплексная программа модернизации основных производственных фондов Белорусской энергетической системы, энергосбережения и увеличения доли использования в республике собственных топливно-энергетических ресурсов в 2006–2010 годах (утверждена Указом Президента Республики Беларусь от 25 августа 2005 г. № 399).
6. Яковлев, Б. В. К вопросу повышения эффективности действующих ТЭЦ / Б. В. Яковлев, А. С. Гринчук, Ю. Б. Яковлев // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 5.
7. Яковлев, Б. В. Каким быть ТЭК Беларуси / Б. В. Яковлев // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 3.
8. Молочко, Ф. И. Варианты обеспечения нефтью и углем Республики Беларусь / Ф. И. Молочко, З. А. Привалова, А. В. Трич // Наука – энергетике: сб. науч. тр. – Минск, 2001.

Поступила 10.11.2006

УДК 621.165:621.438.001.2

ИЗМЕНЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ НА РЕЖИМАХ ПРОГРЕВА И ОСТАНОВА ТУРБОУСТАНОВКИ

Докт. техн. наук, проф. ЛАСКИН А. С., асп. ИСАЕВ В. В.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Создание современных эффективных осевых компрессоров всегда связано с необходимостью повышения их надежности и аэродинамического совершенства. Одной из проблем в данной области является минимизация протечек в области радиального зазора между лопаткой ротора и неподвижным элементом статора. До последнего времени существовало мнение, что чем меньше величина радиального зазора, тем меньше величины протечек и тем выше коэффициент полезного действия. Но, по данным [1], должна существовать оптимальная достаточно малая величина радиального зазора, которая, однако, не достигается в современных компрессорах из-за ряда факторов. Таким образом, задача уменьшения радиального зазора в 1,5–2,0 раза, т. е. обеспечение оптимальной величины зазоров, является на сегодняшний день чрезвычайно актуальной. Одно из серьезных ограничений возможностей уменьшения радиального зазора обусловлено неравномерным прогревом элементов статора и ротора на переменных режимах. Проведение расчетов температурных полей для статора и ротора на режимах прогрева и останова на стадии проектирования до последнего времени было чрезвычайно затруднительно. С появлением специализированных программных пакетов и ростом вычислительных мощностей современных компьютеров появилась возможность проведения подобных расчетов и, в частности, нестационарного (переменного во времени) температурного поля.