

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ–КЭС С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ СЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА НА ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ УСТАНОВКИ

Канд. техн. наук, доц. ТАРАСЕВИЧ Л. А., магистрант ТУЗАНКИН А. И.

Белорусский национальный технический университет

Проблема дожигания топлива в котлах-утилизаторах является актуальной для энергетики Республики Беларусь, особенно при реконструкции существующих мощностей с использованием надстроек на базе ПГУ. В этом случае необходимо четкое понимание характера влияния различных параметров схемы ПГУ–КЭС на изменение тепловой экономичности установки.

Применение дополнительного сжигания топлива в тепловой схеме ПГУ с одноконтурными котлами-утилизаторами (КУ) может осуществляться при следующих условиях, касающихся начальных параметров пара паротурбинной части (давление и температура):

- неизменные начальные параметры;
- переход на новые начальные параметры пара.

При неизменных начальных параметрах пара применение дополнительного сжигания топлива увеличивает расход генерируемого пара и, следовательно, мощность ПТУ. В случае перехода на новые начальные параметры в паротурбинной части происходит изменение как расхода пара, так и срабатываемого в паровой турбине теплоперепада, в соответствии с чем изменяется электрическая мощность ПТУ.

Дожигание топлива при неизменных начальных параметрах пара ($t_{ПЕ} = \text{const}$) может иметь место, в частности, для эффективной интеграции в составе ПГУ газо- и паротурбинной установок заданного типа (например, в случае если теплового потенциала выхлопных газов ГТУ не достаточно для генерации необходимого для ПТУ количества пара заданных параметров).

На рис. 1 представлены $Q-t$ -диаграммы процессов теплообмена, происходящих в одноконтурном КУ, для схемы ПГУ без и с использованием дожигания при неизменных начальных параметрах пара в ПТУ.

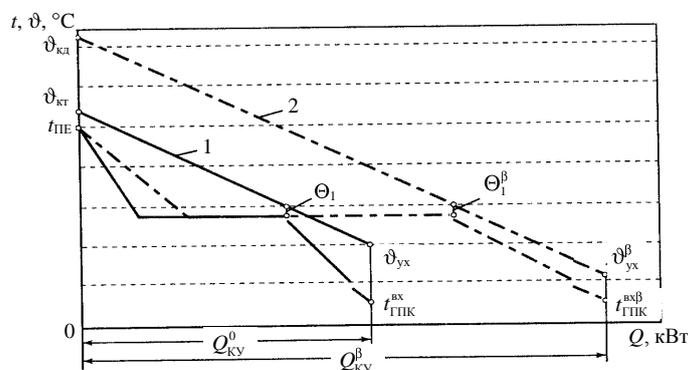


Рис. 1. $Q-t$ -диаграммы процессов теплообмена в одноконтурном КУ при неизменных параметрах генерируемого пара для схемы: 1 – без дожигания; 2 – с использованием дожигания топлива перед КУ; $\vartheta_{\text{кд}}$ – температура газов после блока дожигающих устройств; « β » соответствует параметрам рабочих тел для КУ с дожиганием

Как видно из рис. 1, для сохранения при дожигании температуры генерируемого в КУ пара на постоянном уровне необходимо увеличивать температурный напор на входе в КУ ($t_{\text{ПЕ}}$), который в данном случае будет являться функцией степени дожигания $\beta_{\text{дж}}$.

Методика расчета тепловой схемы ПГУ (рис. 2) с использованием дополнительного сжигания топлива перед КУ в общем случае аналогична схеме для варианта без дожигания. Однако вследствие наличия такого элемента, как блок дожигающих устройств (БДУ), имеются некоторые особенности.

Для исследования эффективности применения дополнительного дожигания топлива перед котлом-утилизатором и анализа влияния параметров тепловой схемы на характер изменения тепловой экономичности была выбрана ПГУ Могилевской ТЭЦ-1 после реконструкции. Проектом предусмотрены установка газовой турбины мощностью 25 МВт с КУ и замена существующих турбин ст. № 3, 4 на две турбины мощностью по 6 МВт.

Для схем ПГУ с КУ одним из важнейших показателей, характеризующих наличие и интенсивность дополнительного сжигания топлива в КУ, является степень дожигания $\beta_{\text{дж}}$, определяемая отношением теплоты топлива, дополнительно сжигаемого перед КУ, к теплоте топлива, поступающего в камеру сгорания ГТУ [1]:

$$\beta_{\text{дж}} = Q_{\text{кд}}/Q_{\text{кс}} = B_{\text{кд}}/B_{\text{кс}}. \quad (1)$$

Расход топлива, дожигаемого в БДУ, определяется из уравнения баланса камеры дожигания [2]

$$G_{\text{кт}}h_{\text{кт}} + B_{\text{кд}}(Q_{\text{н}}^P + h_{\text{т}})\eta_{\text{кд}} = (G_{\text{кт}} + B_{\text{кд}})h_{\text{кд}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{кт}}$ – расход газов за газовой турбиной (на входе в камеру дожигания КУ), кг/с; $B_{\text{кд}}$ – расход топлива, дожигаемого в БДУ, кг/с; $h_{\text{кт}}$ – энтальпия газов за газовой турбиной (на входе в камеру дожигания), МДж/кг; $h_{\text{кд}}$ – энтальпия газов на выходе из камеры дожигания, МДж/кг; $h_{\text{т}}$ – энтальпия топлива на входе в камеру дожигания, МДж/кг; $Q_{\text{н}}^P$ – низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг; $\eta_{\text{кд}}$ – КПД камеры дожигания.

Воздух

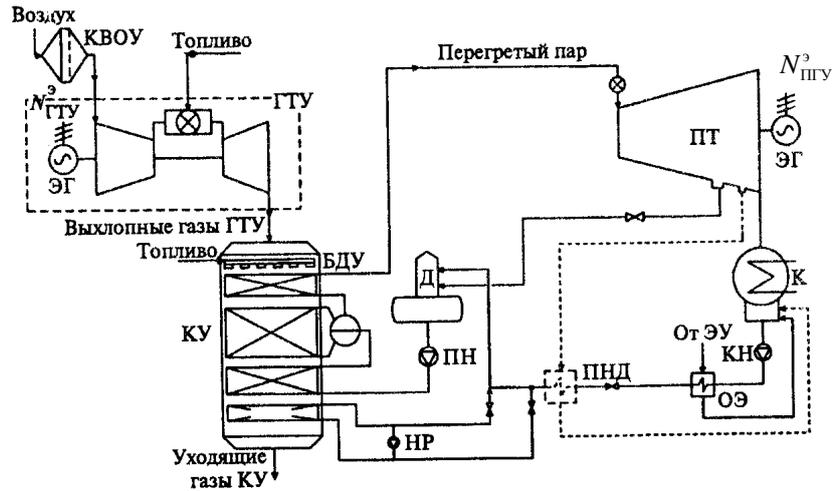


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема ПГУ с дополнительным сжиганием топлива (дожиганием) перед одноконтурным котлом-утилизатором: ГТУ – газотурбинная установка; Д – деаэрактор; К – конденсатор; КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка; КН – конденсатный насос; КУ – котел-утилизатор; ОЭ – охладитель эжекторов; ПНД – подогреватель низкого давления; ПН – питательный насос; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрический генератор; ЭУ – эжекторная установка

Рассмотрим подробнее влияние параметров тепловой схемы ПГУ–КЭС на характер изменения тепловой экономичности.

Особенностью генерации пара при неизменных начальных параметрах является тот факт, что увеличение расхода пара происходит не только за счет подводимого при дожигании дополнительного количества теплоты, но и вследствие дополнительной утилизации теплоты, содержащейся в газах ГТУ, результатом и индикатором чего является снижение температуры уходящих газов КУ (рис. 1). Иными словами, повышение температуры газов на входе в котел влечет за собой такое перераспределение теплового потока газов между поверхностями нагрева КУ, которое способствует более глубокой (по сравнению со схемой без дожигания) утилизации теплового потенциала газов ГТУ. При этом тепловой поток, утилизируемый в КУ при использовании дожигания, можно представить в виде [1]

$$Q_{ку}^{\beta} = Q_{ку}^0 + Q_{кд} + \Delta Q_{ух} \approx Q_{ку}^0 + \beta_{дж} Q_{кс} + G_{кт} (h_{ух} - h_{ух}^{\beta}), \quad (3)$$

где $Q_{кд}$ – количество теплоты, поступающей с топливом в камеру дожигания; $\Delta Q_{ух}$ – количество теплоты, получаемой за счет дополнительной утилизации теплоты газов ГТУ; $h_{ух}$, $h_{ух}^{\beta}$ – энтальпии уходящих газов для вариантов без и с использованием дожигания.

Изменение температуры уходящих газов КУ наглядно представлено на рис. 3. В диапазоне температур газов на выходе из камеры дожигания КУ $t_{кд}$ от 533 до 750 °С получим степень дожигания $\beta_{дж}$ от 0 до 0,37.

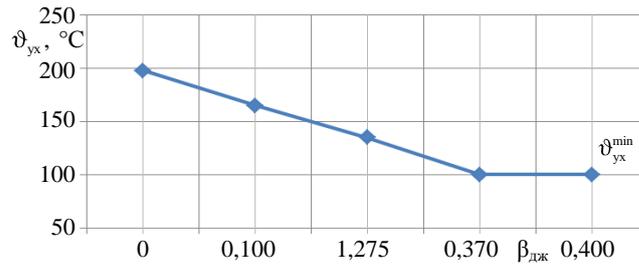


Рис. 3. Изменение температуры уходящих газов котла-утилизатора в зависимости от степени дожига топлива

Из рис. 3 видно, что увеличение степени дожига топлива перед КУ приводит к снижению температуры уходящих газов. При определенном значении $\beta_{дж}$ температура газов на выходе из КУ достигает минимально допустимого по условиям коррозии металла значения. Оно зависит, прежде всего, от типа и свойств топлива, используемого в ГТУ. В случае использования природного газа $\vartheta_{ух}^{min}$ составляет порядка 80–100 °С, при сжигании в камере сгорания ГТУ жидкого газотурбинного топлива $\vartheta_{ух}^{min} = 100\text{--}130$ °С [3].

Для реализации дальнейшего, более интенсивного дожига необходимо принимать меры, ограничивающие снижение температуры уходящих газов, в частности увеличивать расчетное значение температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ («пинч-пойнт»). Q - t -диаграммы процессов теплообмена, происходящих в одноконтурном КУ, для схемы ПГУ с разными степенями дожига ($\beta_{дж}^1$ и $\beta_{дж}^2$) при неизменных начальных параметрах пара в ПГУ представлены на рис. 4.

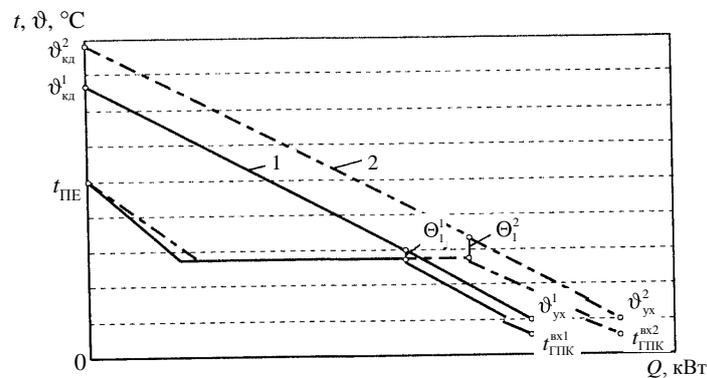


Рис. 4. Q - t -диаграммы процессов теплообмена в одноконтурном котле-утилизаторе с неизменными параметрами генерируемого пара:

1 – при использовании дополнительного сжигания топлива $\beta_{дж}^1$; 2 – $\beta_{дж}^2$

Вариант 1 соответствует степени дожига $\beta_{дж}^1$, при которой температура уходящих газов КУ (при выбранном расчетном температурном напоре в «пинч-пойнте» КУ) достигает минимально допустимого значения. Вариант 2 соответствует более интенсивному дожиганию ($\beta_{дж}^2 > \beta_{дж}^1$), осуществление которого требует увеличения расчетного значения температурного напора на «холодном конце» испарительной поверхности КУ. Данное мероприятие само по себе отрицательно сказывается на показате-

лях, а главное, при этом (в случае постоянства температуры газов за КУ) исчезает эффект от дополнительной утилизации теплоты газов ГТУ, что в результате приводит к снижению КПД $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{бр}}$.

Степень дожига $\beta_{\text{дж}}$, при которой температура уходящих газов КУ достигает минимально допустимого значения, зависит от ряда факторов: типа используемой ГТУ, конструктивных характеристик КУ, начальных параметров паротурбинного цикла. Энтальпию газов на входе в КУ, при которой температура $\vartheta_{\text{yx}}^{\text{min}}$ достигает минимально допустимого значения, можно определить, решая систему уравнений, описывающую тепловые балансы процессов, происходящих в поверхностях нагрева КУ.

Как уже было сказано, дополнительное сжигание топлива перед КУ вызывает эффект дополнительной утилизации теплоты, содержащейся в газах ГТУ. С увеличением давления генерируемого пара этот процесс идет интенсивнее, т. е. при одной и той же доле дожигаемого топлива снижение температуры уходящих газов имеет большее значение и соответственно возрастает доля дополнительно утилизируемой теплоты газов ГТУ, что, в конечном итоге, отражается на тепловой экономичности схемы.

С другой стороны, проведенные расчетные исследования показали, что интенсивность процесса дополнительной утилизации теплоты газов зависит от ряда факторов, в частности от давления в барабане КУ. При больших давлениях генерируемого пара этот процесс идет интенсивнее, т. е. при одной и той же степени дожига снижение температуры уходящих газов имеет большее значение, и отношение $\Delta Q_{\text{yx}}/Q_{\text{кд}}$ увеличивается. Соответственно возрастает доля дополнительно утилизируемой теплоты газов ГТУ, что, в конечном итоге, отражается на характере изменения тепловой экономичности схемы и при определенных давлениях приводит к росту КПД ПГУ (рис. 5).

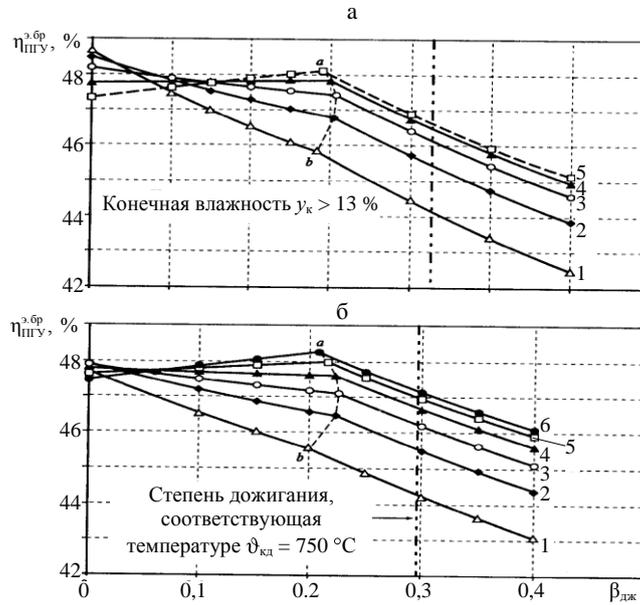


Рис. 5. Изменение КПД производства электроэнергии (брутто) в зависимости от величины степени дожига для ПГУ–КЭС: а – $t_{\text{ПЭ}} = 435 \text{ }^\circ\text{C}$; б – $500 \text{ }^\circ\text{C}$; 1–6 – $p = 2; 4; 6; 8; 10; 12 \text{ МПа}$

Анализ полученных результатов показал, что для ГТУ с меньшей температурой выхлопных газов спектр начальных давлений пара, при которых может наблюдаться рост КПД $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э.бр}}$, более широк. Однако (для случая неизменной температуры генерируемого пара) меньшей температуре выхлопных газов соответствует меньшая начальная температура пара ($t_{\text{ПЕ}} = 300\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$), и уже при начальных давлениях пара порядка 4–7 МПа влажность в последних ступенях ПТУ может превышать допустимую. Таким образом, предельная конечная влажность пара в паровой турбине сужает диапазон возможных начальных давлений и соответственно условий, при которых возможен рост тепловой экономичности при дожигании. Можно утверждать, что рост КПД имеет место в случае, когда процесс дополнительного использования теплоты газов ГТУ идет достаточно интенсивно, показателем чего является отношение $\Delta Q_{\text{ух}}/Q_{\text{кд}}$.

Другими словами, дожигание особенно эффективно при использовании его на маломощных блоках ПГУ, что является актуальным для энергосистемы Беларуси. Таким образом, для варианта использования дожигания при неизменной начальной температуре пара в ряде случаев возможен такой выбор начальных параметров пара, при котором будет иметь место рост тепловой экономичности ПГУ–КЭС.

Представленные результаты расчетов были получены для конкретных значений параметров схемы ПГУ: температурного напора в «пинч-пойнте» КУ, давления в конденсаторе, внутреннего относительного КПД паровой турбины. Однако в общем случае эти величины могут иметь отличные от принятых значения. В большинстве случаев их влияние на тепловую экономичность ПГУ–КЭС однозначно. Для ПГУ–КЭС на базе ГТУ были проведены расчеты влияния этих параметров на характер изменения тепловой экономичности установки при использовании дополнительного сжигания топлива перед КУ. В частности, было исследовано влияние выбора температурного напора в «пинч-пойнте» КУ, давления в конденсаторе ПТУ, а также проанализированы степень и характер влияния величины внутреннего относительного КПД проточной части паровой турбины на полученные выводы.

Температурный напор в «пинч-пойнте» КУ. В общем случае при проектировании КУ, входящих в состав ПГУ, величина температурного напора на холодном конце испарительной поверхности нагрева КУ (в «пинч-пойнте») выбирается исходя из технико-экономических соображений, так как определяется поверхностью нагрева испарительного контура и, согласно технико-экономическим расчетам и рекомендациям российских и зарубежных институтов и фирм, составляет 8–10 $^{\circ}\text{C}$ [3]. Тем не менее, выбор величины Θ_1 во многом определяется экономической конъюнктурой, и при определенных условиях она может быть отлична от рекомендуемых значений.

Дополнительный подвод теплоты вследствие дожигания приводит к увеличению расхода генерируемого пара, а принятое значение температурного напора Θ_1 определенным образом влияет на интенсивность изменения этого расхода. Таким образом, можно утверждать, что выбор величины Θ_1 сказывается на характере изменения тепловой экономичности ПГУ–КЭС при дожигании. Анализ составляющих условия роста КПД установки при использовании дополнительного сжигания топлива, а также

$Q-t$ -диаграммы процессов теплообмена в КУ (рис. 4) показывает, что при фиксированном давлении пара в барабане КУ температурный напор Θ_1 определяет значение энтальпии газов за испарительной поверхностью КУ – h_2 . Увеличение расчетной величины Θ_1 приводит к росту энтальпии газов h_2 .

С точки зрения процесса генерации пара в КУ, большее значение температурного напора Θ_1 приводит к определенному росту расхода пара при дожигании, что отражается на характере изменения тепловой экономичности ПГУ–КЭС. Зависимости КПД ПГУ–КЭС (брутто) на базе ГТУ типа ГТЭ-20/55СТ от величины $\beta_{дж}$ для различных значений Θ_1 представлены на рис. 6а.

Из рис. 6 видно, что повышение температурного напора в «пинч-пойнте» КУ снижает общий уровень тепловой экономичности установки. При этом наблюдается некоторое увеличение интенсивности роста КПД ПГУ–КЭС по сравнению со схемой без дожигания. Следует отметить, что для ПГУ–КЭС на базе других типов ГТУ имеет место аналогичный характер влияния величины температурного напора Θ_1 на зависимость $\eta_{ПГУ}^{э.бр}$ ($\beta_{дж}$).

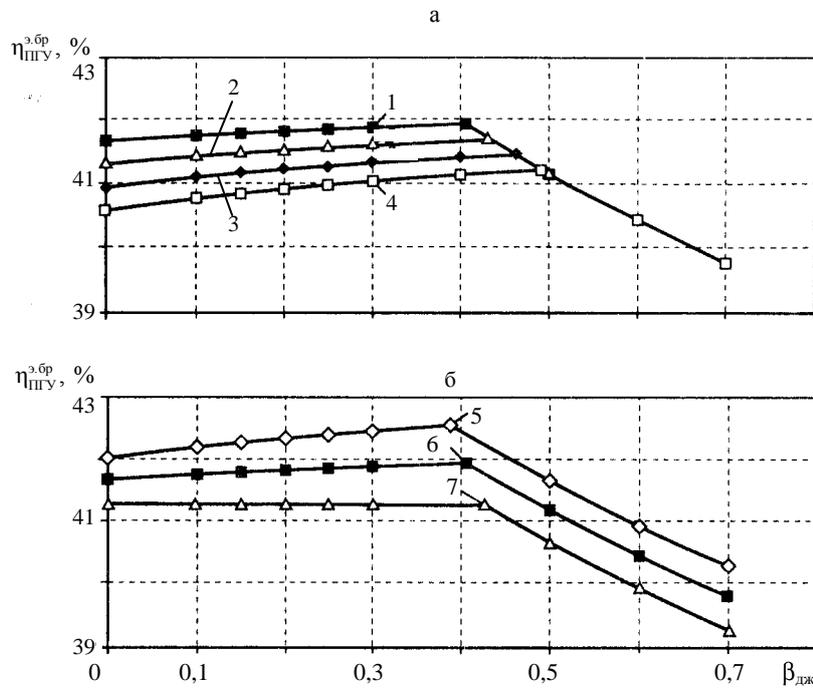


Рис. 6. Влияние выбора величины температурного напора Θ_1 (а) и давления в конденсаторе ПГУ (б) на характер изменения КПД производства электроэнергии (брутто) в зависимости от степени дожигания для ПГУ–КЭС на базе ГТУ типа ГТЭ-20/55СТ:
1–4 – $\Theta_1 = 10; 15; 20; 25$ °С; 5–7 – $p_к = 5; 7; 10$ кПа

Давление в конденсаторе ПГУ. Выбор величины давления в конце процесса расширения пара в турбине зависит от ряда факторов (тип системы технического водоснабжения, климатология местности и др.) и в общем случае является результатом технико-экономической оптимизации.

Для варианта использования дожигания топлива при неизменных начальных параметрах пара увеличение мощности паротурбинной установки про-

исходит только за счет роста расхода пара, при этом срабатываемый в турбине перепад теплоты $H_{пт}$ остается постоянным и не зависит от степени дожигания $\beta_{дж}$. Зависимости КПД ПГУ–КЭС (брутто) на базе ГТУ типа ГТЭ-20/55СТ от величины $\beta_{дж}$ для различных значений p_k (повышение давления p_k снижает общий уровень тепловой экономичности установки) представлены на рис. 6б [4]. При этом наблюдается уменьшение интенсивности роста КПД ПГУ–КЭС по сравнению со схемой без дожигания.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 6б, показывает, что для рассматриваемой схемы ПГУ–КЭС снижение давления в конденсаторе обуславливает уменьшение величины $\beta_{дж}$, при которой температура уходящих газов КУ достигает минимально допустимого по условиям коррозии значения. Для ПГУ–КЭС на базе других типов ГТУ имеет место аналогичный характер влияния величины давления в конденсаторе на зависимость $\eta_{ПГУ}^{э.бр}(\beta_{дж})$.

Можно утверждать, что для варианта использования дожигания при неизменной начальной температуре пара в ряде случаев возможен такой выбор начальных параметров пара, при котором наряду с повышением электрической мощности установки будет иметь место рост тепловой экономичности ПГУ–КЭС.

ВЫВОДЫ

1. Для ПГУ на базе газотурбинных агрегатов, которым соответствует достаточно высокая температура пара ($t_{пг} > 450$ °С), увеличение КПД при дожигании наблюдается при начальных давлениях пара порядка 8,5 МПа и более и может составлять $\Delta\eta_{ПГУ}^{э.бр} \approx 0,1-0,8$ %.

2. Повышение температурного напора в «пинч-пойнте» котла-утилизатора снижает общий уровень тепловой экономичности установки.

3. Более глубокий вакуум в конденсаторе способствует увеличению как общей тепловой экономичности ПГУ–КЭС, так и $\Delta\eta_{ПГУ}^{э.бр}$ (при $p_k = 5$ кПа и $\beta_{дж} = 0,39$ прирост КПД по сравнению со схемой без дожигания составил $\Delta\eta_{ПГУ}^{э.бр} \approx 0,53$).

4. Располагая характеристиками конкретной ГТУ, возможно уже на предпроектной стадии, не прибегая к детальному расчету тепловой схемы ПГУ, оценить характер поведения показателей тепловой экономичности установки при использовании дополнительного сжигания топлива перед котлом-утилизатором.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цанев, С. В. Дожигание топлива в тепловой схеме конденсационных парогазовых установок с котлами-утилизаторами одного давления: учеб. пособие / С. В. Цанев, В. Д. Бу-ров, В. Е. Торжков. – М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 48 с.
2. Стационарные газотурбинные установки / Л. В. Арсеньев [и др.] / под ред. Л. В. Арсеньева, В. Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.
3. Расчет показателей тепловых схем и элементов газотурбинных и парогазовых установок электростанций / С. В. Цанев [и др.]. – М.: Изд-во МЭИ, 2000. – 72 с.
4. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учеб. для вузов / А. Г. Костюк [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 488 с.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 06.05.2013