

УДК 621.311

ЭКСКАУСТЕРНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЭЦ С ВНЕШНИМ СЖИГАНИЕМ

А.П. КАЛОШИН

*ЗАО СибКОТЭС, Новосибирский государственный
технический университет*

Приведена методика и результаты технико-экономических исследований ЭГТУ-ТЭЦ на твердом топливе, выявлены основные закономерности изменения оптимальных параметров для различных вариантов функционирования энергоблока, а также сформулированы рекомендации по выбору оптимальных решений создания ЭГТУ-ТЭЦ.

1. АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

Увеличение в топливно-энергетическом балансе доли твердого топлива является характерной чертой развития отечественной энергетики.

В рамках этого направления рассматривается разработка и создание пылеугольных теплофикационных энергоблоков на базе газовых турбин (ГТУ).

Одним из перспективных является газотурбинный энергоблок с непрямым (внешним) сжиганием угля в “воздушном” котле (ВК) в составе ГТУ с эксгаустером (ЭГТУ). Подобная идея (ГТУ с ВК) уже нашла свою реализацию в российских и зарубежных проектах (США, Германии, Франции) [1]. Энергетики США [2], например, планируют построить несколько таких энергоблоков для отработки всех технических вопросов, связанных с серийным выпуском оборудования для газотурбинных энергоблоков на твердом топливе. В настоящее время например фирмой Фостер Виллер запускается в работу ГТУ с ВК мощностью 20 МВт [3].

Поэтому исследование, разработка и создание ЭГТУ является актуальной проблемой.

2. СХЕМА ЭГТУ-ТЭЦ

Принцип работы ЭГТУ-ТЭЦ состоит в следующем. В ГТУ (рис. 1) камера сгорания замещается воздушным котлом, где в процессе внешнего сжигания (рис. 2) происходит нагревание сжатого в компрессоре воздуха до температур, необходимых для работы газовой турбины. Горячий воздух расширяется (в процессе CD) в газовой турбине до давления P_2 ниже атмосферного P_* и после охлаждения (в процессе DE) в теплообменниках ТВП1, ТВП2 сжимается (в процессе EF) в эксгаустере до атмосферного давления. Нагретый в ТВП1 воздух в количестве, необходимом для сжигания твердого топлива, сбрасывается в топку котла, а остальная его часть подается в конвективную шахту. В котле устанавливаются поверхности подогрева сетевой воды (СП). Реализация такой схемы с применением газовой турбины с перерасширением позволяет при относительно низких температурах рабочего тела перед газовой турбиной получить термодинамический КПД ЭГТУ более 40 % [4].

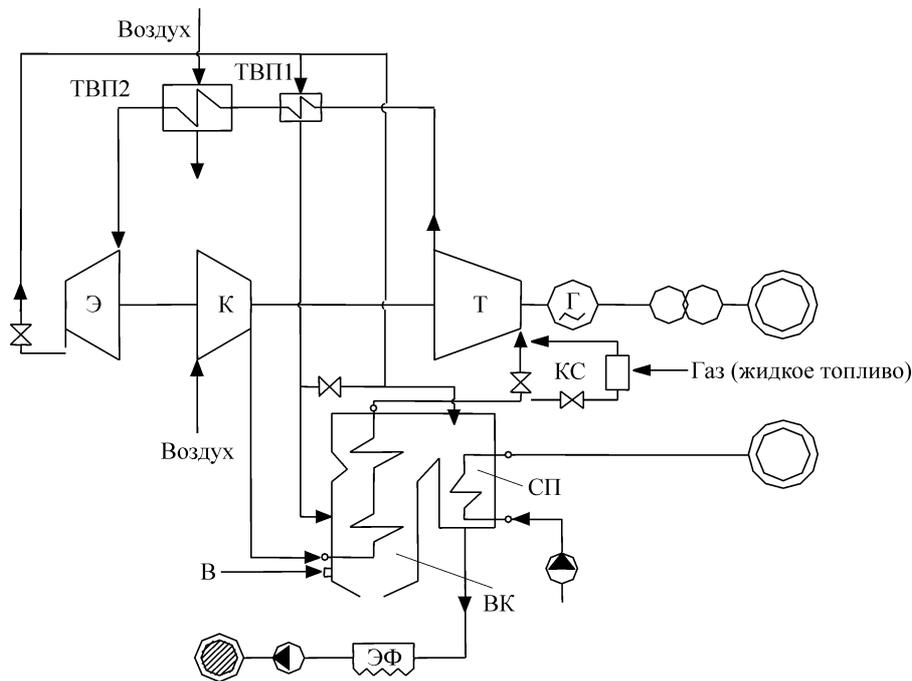


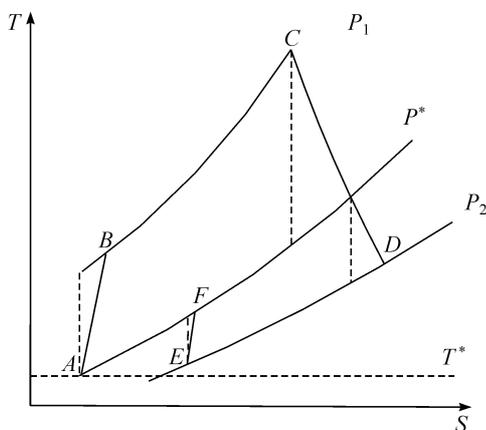
Рис. 1. Принципиальная схема ЭГТУ-ТЭС с внешним сжиганием.

Э — эксгаустер, К — компрессор, Т — газовая турбина, Г — генератор, В — подача твердого топлива, ТВП1, ТВП2 — трубчатые воздухоподогреватели, КС — камера сгорания; ЭФ — электрофильтр, ВК — воздушный котел, СП — сетевой подогреватель.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ЭГТУ-ТЭС

Термодинамическая оптимизация основных характеристик газотурбинной установки с перерасширением рабочего тела в турбине проводилась методом вариантов расчетов по максимуму внутреннего КПД установки, определяемого из выражения

$$\eta_i = \frac{H_T - H_K - H_{\text{Э}}}{q_1} = \frac{C_p^{CD} T_C (1 - \delta^{-m\delta}) \eta_T - C_p^{AB} T_A \frac{\pi_K^{m_K} - 1}{\eta_K} - C_p^{EF} T_E \frac{\pi_{\text{Э}}^{m_{\text{Э}}} - 1}{\eta_{\text{Э}}}}{C_p^{CD} T_A \left(\tau - 1 - \frac{\pi_K^{m_K} - 1}{\eta_K} \right)}, \quad (1)$$



где H_T — работа расширения 1 кг рабочего тела (воздуха) в турбине, кДж/кг; H_K , $H_{\text{Э}}$ — работа сжатия 1 кг воздуха в компрессоре и эксгаустере соответственно, кДж/кг; π_K , $\pi_{\text{Э}}$ — степень повышения давления

Рис. 2. Цикл рабочего тела в ГТУ с перерасширением.

A, B, C, D, E, F — характерные точки процесса, P_1 , P_2 , P^* — давления перед газовой турбиной, перед эксгаустером и атмосферное соответственно, T^* — температура наружного воздуха.

в компрессоре и эксгаустере; q_1 — теплота, необходимая для нагрева 1 кг воздуха в воздушном котле до температуры T_C , кДж/кг.

На основе определяемых технологических характеристик работы ЭГТУ рассчитывались КПД по отпуску электро- и теплоэнергии по физическому и эксергетическому методам, а также удельные расходы топлива по выработке электро- и теплоэнергии (эксергии):

$$\eta_N = N / BQ_H^P - \frac{Q_T}{\eta_K \eta_{CY} \eta_{TP}}, \quad b_N = 0,123 / \eta_N, \quad \eta_q = \eta_K \eta_{TP} \eta_{CY}, \quad b_q = 0,123 / \eta_q, \quad (2)$$

$$\eta^e = N + G_P^B C_P^B \left((t_{PC} - t_{OC}) - (273,15 + t_*) \ln \left(\frac{273,15 + t_{PC}}{273,15 + t_{OC}} \right) \right) / BQ_H^P, \quad (3)$$

$$b_q = \frac{0,123}{\eta_e} \frac{\left((t_{PC} - t_{OC}) - (273,15 + t_*) \ln \left(\frac{273,15 + t_{PC}}{273,15 + t_{OC}} \right) \right)}{Q_{CB}}, \quad (4)$$

где B — расход топлива, кг/с; Q_H^P — теплота сгорания топлива, сжигаемого в котле, кДж/кг; Q_T — теплота, передаваемая сетевой воде, кДж/кг; $\eta_K, \eta_{CY}, \eta_{TP}$ — КПД котла, транспорта и сетевой установки соответственно; G_P^B — расчетный расход сетевой воды, кг/с; C_P^B — теплоемкость воды, кДж/кг·К; t_{PC}, t_{OC}, t_* — температура прямой, обратной сетевой воды и температура воздуха окружающей среды, °С; B — расход топлива, кг/с; Q_H^P — теплота сгорания топлива, сжигаемого в котле, кДж/кг.

При расчете котлоагрегата взяты за основу балансовые уравнения, которые определяют общий методический подход к определению расходно-компоновочных характеристик [5].

Уравнения энерго- и расходного баланса для котла в целом и его внешних связей:

$$BQ_i^r = \sum_{k \in V(i)} (\eta M^x h)_{ki} - \sum_{j \in W(i)} (\eta M^y h)_{ij} = 0,$$

$$B + \sum_{k \in V(i)} M_{ki}^x - \sum_{j \in W(i)} M_{ij}^y = 0. \quad (6)$$

Здесь B — расход топлива; M, h — расход и энтальпия энергоносителя; η — коэффициент, учитывающий соответствующие потери энергии.

Для каждого энергоносителя котла в зависимости от конструктивно-компоновочных X^K и расходно-термодинамических параметров X^S имеют место уравнения изменений давления, энтальпии, средней скорости потока и температуры:

$$\Delta P_{k,j} = \Delta P_{k,j}(X^K, X^S), \quad \Delta h_{k,j} = \Delta h_{k,j}(X^K, X^S), \quad (7)$$

$$\omega_{k,j} = \omega_{k,j}(X^K, X^S), \quad \Delta t_{k,j} = \Delta t_{k,j}(X^K, X^S).$$

Для каждой q -й поверхности нагрева, выполненной из m -й котельной стали, формируются зависимости наибольшей температуры (t_{qm}), толщины стенки труб (δ_{qm}), расхода металла (G_{qm}):

$$t_{qm} = t_{qm}(X^K, X^S), \quad \delta_{qm} = \delta_{qm}(X^K, X^S),$$

$$G_{qm} = G_{qm}(X^K, X^S). \quad (8)$$

Параметры $X^K \forall X^S = \text{idem}$ могут изменяться лишь в пределах физически возможных и технически (технологически) осуществимых значений:

$$X^{K*} \leq X^K \leq X^{K**}, \quad (9)$$

где индексы *, ** относятся к минимальным и максимальным допустимым значениям параметров.

На изменяемые параметры (скорость, температура, толщина стенки и т. д.) накладываются ограничения, отражающие требования технологичности изготовления и эксплуатационной надежности:

$$\omega_{k,j}^* \leq \omega_{k,j}(X^K, X^S) \leq \omega_{k,j}^{**},$$

$$\Delta t_{k,j}^* \leq \Delta t_{k,j}(X^K, X^S) \leq \Delta t_{k,j}^{**}, \quad (10)$$

$$t_{gm}^* \leq t_{gm}(X^K, X^S) \leq t_{gm}^{**},$$

$$\delta_{qm}^* \leq \delta_{qm}(X^K, X^S) \leq \delta_{qm}^{**}.$$

Параметры X^K могут принимать лишь такие значения, которые находятся внутри или на границе допустимой области.

Особенность методики состоит в том, что при расчете поверхностей нагрева необходимо учитывать коэффициент теплоотдачи от стенок труб к нагреваемому воздуху (α_2), который значительно ниже коэффициента теплоотдачи от стенок труб к пару в паровых котлах.

Расчет теплообмена в топке выполнялся по методу ВТИ–ЭНИН (Всероссийского теплотехнического института — энергетического института им. Кржановского) [5] и основан на итерационном решении системы четырех уравнений:

– лучистого теплообмена, кДж/кг

$$Q_L = \frac{c_0 a_K F_{\text{загр}}}{B_P} (T_\Phi^4 - T_3^4), \quad (11)$$

– теплового баланса топочной камеры, кДж/кг

$$Q_L = \varphi(Vc)(T_A - T_T'') = \varphi(Q_T - I_T''), \quad (12)$$

– температуры на внешней поверхности загрязнения экрана, К

$$T_3 = T_{\text{СРЕДЫ}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B Q_L}{10^{-3} F_{\text{внеш,труб}}}, \quad (13)$$

– эффективной температуры топочной среды, К

$$T_{\phi} = T_T'' \left(1 + \sum \Delta_i\right), \quad (14)$$

где c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $T_{\text{СРЕДЫ}}$ — температура среды, протекающей в трубах, К, α_K — приведенная степень черноты топочной камеры, ε — термическое сопротивление слоя загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, $\Sigma \Delta_i$ — поправки, учитывающие влияние вида сжигаемого топлива, угла наклона горелок и степень экранирования топочной камеры на эффективную температуру.

Формулы, связывающие температуры загрязнения, среды, воздуха и площади радиационно-конвективного подогревателя (РКП), имеют следующий вид:

$$t_{\text{загр}}^{\text{средн}} = t_{\text{возд}}^{\text{средн}} + Q_0 \left(\frac{1}{\alpha_2 F_{\text{ВНУТР}}} - \frac{\varepsilon}{F_{\text{ВНЕШН}}} \right), \quad (15)$$

$$t_{\text{загр}}^{\text{средн}} = t_{\text{газ}}^{\text{средн}} - \frac{Q_0 - Q_{\text{Л вх}}^{\text{из топки}}}{\alpha_1 (\alpha_{\text{газ-стенка}}, \alpha_{\text{луч.}}) F_{\text{ВНЕШН}}}, \quad (16)$$

$$I_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗД}} = I_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗД}} + \frac{Q_0 B_P}{G_{\text{ВОЗД}}}, \quad (17)$$

где $Q_{\text{Л}}^{\text{из топки}} = f(F_{\text{входн сечения}})$ — тепло получаемое излучением из топки, кДж/кг, Q_0 — тепло, поглощаемое воздухом внутри труб, кДж/кг, $F_{\text{внеш. внутр}}$ — внешняя и внутренняя поверхность труб, $\alpha_{1,2}$ — коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху, $\text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$, $I_{\text{ВЫХ}}$, $I_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗД}}$ — энтальпия воздуха на выходе и на входе в подогреватель, кДж/кг, B_P — расход топлива, кг/с.

На основе анализа коммерческих критериев эффективности [6] в качестве технико-экономического показателя эффективности предложен удельный доход (как отношение годового дохода от продажи электро- и теплоэнергии к дисконтированным годовым затратам).

$$\eta = \frac{\sum_{\tau=0}^{\tau_p} O_{p\tau} (1+E)^{-\tau}}{\sum_{\tau=0}^{\tau_p} (I_{\tau} + K_{\tau}) (1+E)^{-\tau}} = \frac{\sum_{\tau=0}^{\tau_p} (N\tau_N C_N + Q\tau_Q C_Q) (1+E)^{-\tau}}{\sum_{\tau=0}^{\tau_p} (I_{\tau} + K_{\tau}) (1+E)^{-\tau}} / 3\partial, \quad (18)$$

$$I_{\tau} = I_{\text{Т}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{рем}} + I_{\text{уд}} + I_{\text{ок.ср}} + I_{\text{рез}} + I_{\text{А}}, \quad (19)$$

где N , Q — отпуск электрической и тепловой энергии, МВт, $\tau_{N,Q}$ — число часов использования установленной электрической и тепловой мощности, ч/год, $C_{N,Q}$ — стоимость отпускаемой энергии, $I_{\text{Т}}$ — издержки на топливо, $I_{\text{зп}}$ — расходы по содержанию штатного и ремонтного персонала с учетом затрат в социальную инфраструктуру, $I_{\text{рем}}$ — издержки на ремонт, $I_{\text{уд}}$ — издержки, учитывающие удаление ТЭС от потребителя в ареал с обеспеченным ПДК, $I_{\text{ок.ср}}$ — затраты в экологическую инфраструктуру (на ее восстановление и развитие в ареале функционирования ТЭС), $I_{\text{рез}}$ — затраты в резервные энергоблоки, определяемые в зависимости от показателей надежности отдельных агрегатов, $I_{\text{А}}$ — амортизационные издержки.

Капиталовложения в энергоблок складываются из капиталовложений в отдельные агрегаты (ГТУ, “воздушный” котел, ТВП) и технические системы и включают в себя расходы на создание, монтаж, доставку материалов и оборудования на место строительства, техническое освоение, а также пропорционально отнесенные затраты на строительство главного корпуса, подготовку территории, возведение временных зданий и сооружений, проектно-изыскательские работы, объекты подсобного назначения.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ КОМПЛЕКСНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭГТУ-ТЭЦ

Проведены многовариантные расчеты с определением основных характеристик работы энергоблока из условия максимального КПД ЭГТУ.

В табл. 1. представлены оптимальные термодинамические параметры (применительно к обозначениям на рис. 2) работы ЭГТУ. Видно, что при повышении температуры воздуха перед турбиной оптимальная степень повышения давления в компрессоре смещается в сторону больших величин, в свою очередь оптимальная степень повышения давления в эксгаустере практически не изменяется. Для режимов работы с подключением дополнительной камеры сгорания КПД ЭГТУ возрастает до 40–50 %.

Характерная компоновка и параметры ВК на буром угле (марка Ирша-Бородинский) представлены на рис. 3.

В табл. 2 показаны оптимальные характеристики поверхностей нагрева топki, подогревателя и водяного экономайзера, регенеративно-конвективного подогревателя при использовании сталей 12Х1МФ, 10Х23Н18, 20Х23Н18, 12Х25Н16Г7АР. В качестве альтернативного решения рассматривалось применение композитной керамики [7]. Металлокерамика является привлекательной альтернативой стальным материалам, она легче (плотность этих материалов находится на уровне 3200 кг/м³ по отношению к 7800 кг/м³ для сталей) и обеспечивает надежную работу при более высоких температурах. Работы по применению керамики в высокотемпературных процессах в ГТУ ведутся не только за рубежом, но и в России, например, в Научно-исследовательском технологическом институте энергетического машиностроения (Москва).

На рис. 4 показана величина удельного дохода в зависимости от единичной мощности энергоблока. Из рисунка следует, что для ЭГТУ-ТЭЦ оптимальными станут энергоблоки с единичной мощностью 30–40МВт. На этот параметр влияют также удельные капиталовложения в энергоблок (рис. 5).

Таблица 1

Оптимальные параметры ЭГТУ

$t_a, ^\circ\text{C}$	$t_b, ^\circ\text{C}$	$t_d, ^\circ\text{C}$	$t_f, ^\circ\text{C}$	Пэ	Без камеры сгорания		С камерой сгорания (ВК отключен)	
					Пк	КПД	Пк	КПД
$t_c = 875 ^\circ\text{C}$								
15	374,4	280,4	102,2	2,02	13,1	0,3428	17	0,4031
-9,1	359,7	250,1	70,0	2,09	16,56	0,3690	22,1	0,4315
$t_c = 1200 ^\circ\text{C}$								
15	515,1	327,7	116,8	2,27	25,08	0,4152	33,0	0,4821
-9,1	499,1	297,3	88,3	2,36	31,67	0,4384	42,3	0,507

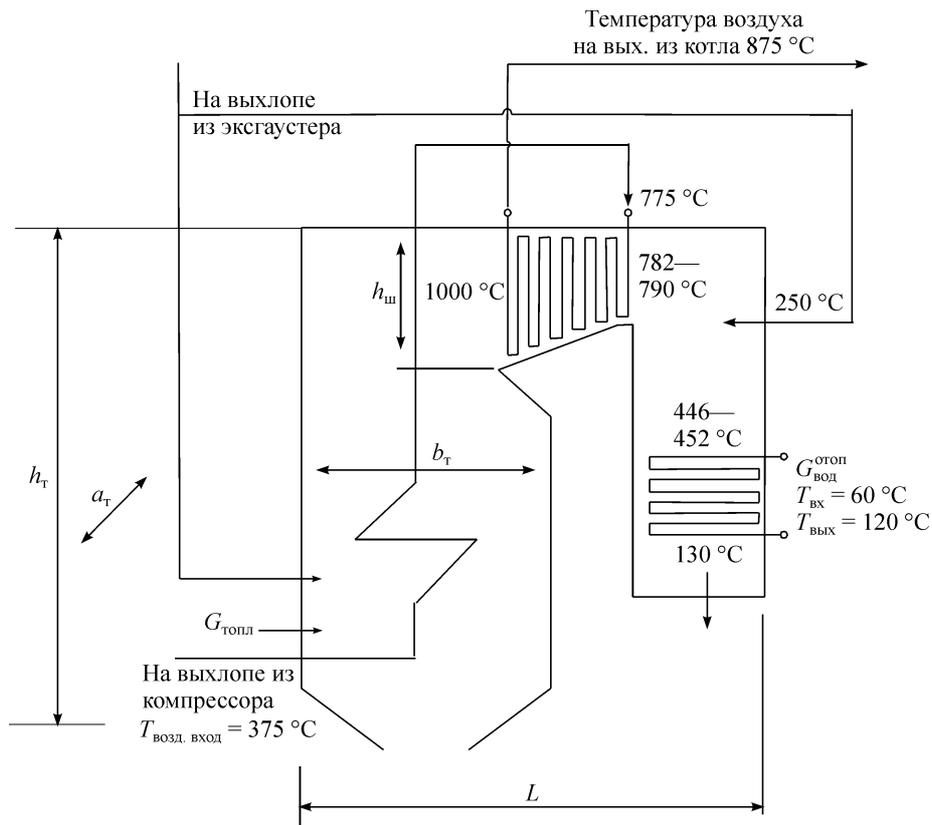


Рис. 3. Термодинамическая и компоновочная схемы “воздушного” котла.

$L, h_{ш}, h_{т}, b_{т}, a_{т}$ — габаритные размеры “воздушного” котла.

Величина удельных капиталовложений для энергоблока электрической мощностью 40 МВт составляет 718 долл/кВт, что на 40–50 % ниже, чем для традиционного паротурбинного энергоблока. Это объясняется отсутствием капиталовложений в конденсатор, системы технического водоснабжения, регенерации, водоподготовки и в дополнительные сооружения, связанные с этими системами.

Внутренняя норма доходности составляет 23–24 % (ставка дисконтирования — 10–12 %).

Таблица 2

Основные характеристики поверхностей нагрева воздуха в ВК

Мощность, МВт	Наименование поверхности	Средн. тем-ра стенки труб, °С	Площадь, м ²	Внешний диаметр, мм	Толщина стенки трубы, мм	Продольный шаг, мм	Поперечный шаг, мм	Число труб, шт
25	Топочные экраны	890	1925	28	3	42	–	996
	РКП	860	3555	44	2,5	88	69	36
50	Топочные экраны	883	3440	33	3	49,5	–	1314
	РКП	853	7125	50	2,5	100	80	38

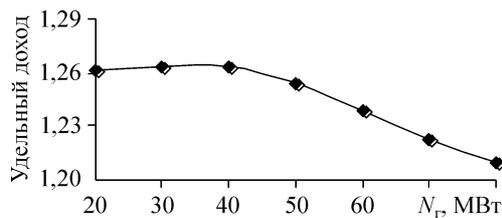


Рис. 4. Удельный доход в зависимости от единичной мощности $N_{гр}$ энергоблока ЭГТУ-ТЭЦ.

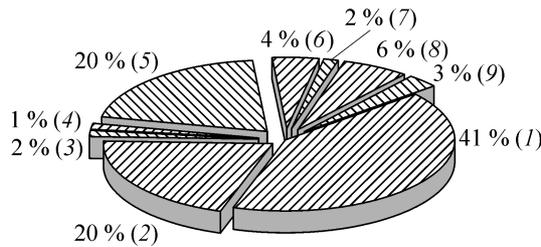


Рис. 5. Распределение капиталовложений ЭГТУ-ТЭЦ.

Общая стоимость ГТУ (1), стоимость: котла (2), газопроводов (3), тяги-дутья (4), топливоподготовки и топливоподдачи (5), системы газоотвода (6), системы золо- и шлакоудаления (7), сетевой установки (8); КИП, трансформатор собственных нужд и т. д. (9).

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика исследований ЭГТУ-ТЭЦ на твердом топливе и получены результаты схемно-параметрической оптимизации по критериям максимальной тепловой экономичности и удельного дохода.

2. При оптимальных характеристиках ЭГТУ с внешним сжиганием имеет тепловую экономичность 35–43,5 %, удельный доход 1,20–1,26, внутреннюю норму доходности 23–24 %.

3. Для энергоблоков мощностью 25–50 МВт на буром Ирша-Бородинском угле оптимальная компоновка котла П-образная. Размеры в плане — 11,8 × 14–14 × 25 м, поверхность стен топки 1060–1900 м². Масса поверхностей 300–600 тонн. Расход воздуха составляет 106–212 кг/с, топлива — 5–10 кг/с, сетевой воды — 157–310 кг/с, при температурном графике 120/60 °С. Поверхность водяного экономайзера — 4000–7000 м². Скорость воздуха в трубках достигает 35–38 м/с, дымовых газов — 8–9 м/с. Трубки из жаростойких сталей марки 10Х23Н18, 20Х23Н18, 12Х25Н16Г7АР топочных экранов и РКП имеют диаметры в диапазоне 28 × 3 ± 36 × 3 и 46 × 2,5 ± 56 × 2,5 мм. Поверхности нагрева топочных экранов составляют 1925 ± 3440 м² и РКП — 3560 ± 7130 м².

ОБОЗНАЧЕНИЯ

$c_p^{CD}, c_p^{AB}, c_p^{EF}, c_p^{BC}$ — средняя теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении на соответствующем участке цикла рабочего тела, кДж/(кг·К);
 $T_{A,C,E}$ — температура в характерных точках процесса, К;
 δ — степень расширения рабочего тела в газовой турбине,

$\tau = T_c/T_A$ — относительная температура воздуха перед газовой турбиной,
 T_T'' — температура газов на выходе из топки “воздушного” котла, К,
 $F_{загр}, F_{внеш.труб}$ — площадь поверхности загрязнения труб, внешняя поверхность труб,
 $G_{возд}$ — расход рабочего воздуха, кг/с,

$m_B = (k - 1)/k = (1,4 - 1)/1,4 = 0,2857$, где $k = 1,4$ — показатель адиабаты воздуха,
 Q_T — полезное тепловыделение в топке, кДж/кг,
 T_3 — температура загрязнений, К,
 $\eta_T, \eta_{BK}, \eta_K, \eta_{CV}$ — КПД турбины, “воздушного” котла, компрессора, сетевой установки, К — капиталовложения в ЭГТУ-ТЭЦ, долл.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ольховский Г.Г.** Газотурбинные и парогазовые установки за рубежом // Теплоэнергетика. — 1999. — № 1. — С. 71–81.
2. **Котлер В.Р.** Перспективные разработки использования угля в энергетике США // Энергетика за рубежом (Приложение к журн. “Энергетик”). — 2000. — С. 47–53.
3. **Котлер В.Р.** Перспективные разработки использования угля в энергетике США // Энергетика за рубежом. — То же. — 2000. — С. 47–53.
4. **Калошин А.П.** Перспективы применения пылеугольных эксгаустерных ГТУ ТЭЦ с внешним сжиганием // Теплоэнергетические системы и агрегаты: Сб. науч. тр. — Новосибирск: НГТУ, 2003. — Вып. 7. — С. 96–102.
5. **Калошин А.П.** Методика расчета “воздушных котлов” на твердых топливах применительно к эксгаустерным газотурбинным ТЭЦ // Энергосистемы, электростанции и их агрегаты: Сб. науч. тр. — Новосибирск: НГТУ, 2004. — Вып. 8. — С. 186–193.
6. **Теплоэнергетика** и теплотехника. Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. чл.- корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. — М.: МЭИ, 1999. — 528 с.
7. **Сударев А.В., Тихоплав В.А., Шишов Г.И. и др.** Высокотемпературные двигатели с применением конструкционной керамики // Газотурбинные технологии. — 2006.
8. **Липов Ю.М.** Компоновка и тепловой расчет парогенератора. Учеб. Пособие для вузов. — М. “Энергия”, 1975. — 176 с.

Статья поступила в редакцию 3 марта 2006 г.