ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ НА БИОМАССЕ

Докт. техн. наук, доц. СЕДНИН В. А., инж. ЛЕВШЕНЯ А. И.

Белорусский национальный технический университет

Использование твердой биомассы в качестве топлива для энергоустановок – одно из приоритетных направлений развития малой энергетики [1]. При этом апробированной и распространенной технологией является технология органического цикла Ренкина (ОЦР) с применением прямого сжигания топлива в котлоагрегате и промежуточного – теплоносителя (высокотемпературного масла) [2, 3] для передачи теплоты от продуктов сгорания к органическому рабочему телу. Максимальная температура органического рабочего тела в действующих установках составляет, как правило, не более 250-300 °C. Электрический КПД ОЦР-модуля в этом случае не превышает 20 % в теплофикационном режиме работы и 25 % – в конденсационном режиме. Соответственно электрический КПД энергоблока с учетом тепловых потерь в котлоагрегате находится на уровне 14-20 %. Учитывая, что температурный потенциал продуктов сгорания на выходе из топки котла составляет 900-1000 °C, с термодинамической точки зрения для повышения среднеинтегральной температуры подвода теплоты целесообразно рассмотреть возможность использования в данного типа электростанциях бинарного цикла путем применения надстройки паросилового блока газотурбинным с внешним подводом теплоты. В последние годы к этой теме определенный интерес проявляется и за рубежом [4-6]. В статье приведены результаты параметрической оптимизации технологической схемы парогазовой установки.

Описание технологической схемы парогазовой установки. На рис. 1 приведена схема теплофикационного блока, представляющего линейную комбинацию воздушной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты и паросилового блока ОЦР. Высокотемпературный подогреватель газотурбинной надстройки установлен в «рассечку» между топкой и конвективной частью котлоагрегата.

Сжатый в компрессоре воздух поступает в высокотемпературный воздухоподогреватель и затем в газовую турбину. После расширения в газовой турбине воздух подается в топку котлоагрегата, работающего на биомассе. Продукты сгорания после топки последовательно проходят высокотемпературный воздухоподогреватель, теплообменник, предназначенный для нагрева промежуточного теплоносителя (термомасла), и утилизационный теплообменник, в который поступает теплоноситель внутреннего водяного контура, предварительно нагретый в конденсаторе ОЦР-модуля, внутренний водяной контур замыкается на питательный насос тепловой сети. Механическая энергия, вырабатываемая газовой турбиной, используется для привода компрессора и электрогенератора. Нагретое термомасло из масляного подогревателя поступает в испаритель, а органическое рабочее тело – на вход паровой турбины и затем в конденсатор, конденсат насосом подается в испаритель, замыкая паросиловой контур ОЦР-модуля.



Рис. 1. Технологическая схема энергетической установки: І – компрессор ГТУ; II – газовая турбина ГТУ; III – камера сгорания (топка котлоагрегата); IV – высокотемпературный воздухоподогреватель; V – масляный подогреватель (теплообменник); VI – водяной подогреватель (утилизационный теплообменник); VII – испаритель;
VIII – паровая турбина; IX – конденсатор ОЦР-модуля; X – потребитель тепловой энергии; XI – циркуляционный насос; XII – насос масляного контура; XIII – питательный насос; XIV, XV – электрический генератор; 1, 2, 3, 4 – потоки воздуха; 5, 6, 7, 8 – потоки продуктов сгорания; 9, 10, 11 – потоки термомасла;
12, 13, 14, 15 – потоки органического рабочего тела; 16, 17, 18, 19 – потоки сетевой воды; 20 – поток топлива; 21, 22, 24 – связи по механической энергии;

23, 27 – потоки тепловой энергии; 25, 26 – связи по электрической энергии

Математическая модель и результаты численного исследования. В основу разработки математической модели положена методология построения, предложенная Л. С. Попыриным [7]. Система балансовых уравнений математической модели описанной выше технологической схемы парогазовой установки, согласно номерам функциональных (латинские цифры) и транспортных элементов (арабские цифры) схемы в соответствии с рис. 1, может быть представлена в следующем виде:

I.
$$G_1 h_1 - G_1 h_2 + \gamma_1 W_{21} = 0;$$
 (1)

II.
$$G_1 h_3 - G_1 h_4 - \frac{1}{\gamma_2} W_{21} - \frac{1}{\gamma_2} W_{24} = 0;$$
 (2)

III.
$$G_5 h_5 - \gamma_3 G_{20} h_{20} - G_1 h_4 = 0;$$
 (3)

$$G_1 + G_{20} - G_5 = 0; (4)$$

IV.
$$\gamma_4 G_5 h_5 - \gamma_4 G_5 h_6 + G_1 h_2 - G_1 h_3 = 0;$$
 (5)

73

V.
$$\gamma_5 G_5 h_6 - \gamma_5 G_5 h_7 - G_9 h_9 + G_9 h_{11} = 0;$$
 (6)

VI.
$$\gamma_6 G_5 h_7 - \gamma_6 G_5 h_8 - G_{16} h_{17} + G_{16} h_{16} = 0;$$
 (7)

VII.
$$\gamma_7 G_9 h_9 - \gamma_7 G_9 h_{10} - G_{12} h_{12} + G_{12} h_{15} = 0;$$
 (8)

VIII.
$$G_{12}h_{12} - G_{12}h_{13} - \frac{1}{\gamma_8}W_{22} = 0;$$
 (9)

IX.
$$\gamma_9 G_{12} h_{13} - \gamma_9 G_{12} h_{14} - G_{16} h_{16} + G_{16} h_{19} = 0;$$
 (10)

X.
$$G_{16}h_{17} - G_{16}h_{18} - \frac{1}{\gamma_{10}}Q_{23} = 0;$$
 (11)

XI.
$$W_{27} = \Delta p_{11} G_{16} (\rho_{18, 19} \gamma_{11})^{-1};$$
 (12)

XII.
$$W_{28} = \Delta p_{12} G_9 (\rho_{10, 11} \gamma_{12})^{-1};$$
 (13)

XIII.
$$W_{29} = \Delta p_{13} G_{12} (\rho_{14, 15} \gamma_{13})^{-1};$$
 (14)

XIV.
$$W_{25} = \gamma_{16} W_{24};$$
 (15)

XV.
$$W_{26} = \gamma_{15} W_{22}$$
, (16)

где G_i , h_i – соответственно массовый расход и энтальпия *i*-го теплоносителя, кг/с и Дж/кг; γ_i – коэффициент потерь в окружающую среду, отнесенный к *i*-му агрегату, доли; W_i – механическая (электрическая) мощность, Вт; Q_i – мощность теплового потока, Вт.

Решая совместно дополнительное уравнение мощности $W = \Delta p G(\rho \eta_{\rm H})^{-1}$ и уравнение энергетического баланса для насоса $Gh_k - Gh_l + \gamma W = 0$, можно записать $h_l = h_k + \Delta p \rho^{-1}$. Тогда для элементов XI, XII и XIII соответственно имеем:

$$h_{11} = h_{10} + \Delta p_{12} / \rho_{10}; \ h_{15} = h_{14} + \Delta p_{13} / \rho_{14}; \ h_{19} = h_{18} + \Delta p_{11} / \rho_{18},$$

где Δp_{11} , Δp_{12} , Δp_{13} – рабочий напор соответственно в элементах XI, XII и XIII, Па; ρ_{10} , ρ_{14} , ρ_{18} – плотность теплоносителя на входе в XII, XIII и XI, кг/м³.

Массовый расход воздуха представим через коэффициент расхода воздуха

$$G_1 = \alpha G_B^0 G_T,$$

где α – коэффициент расхода воздуха, доли; G_B^0 – теоретический удельный расход воздуха для полного сгорания топлива, кг/кг; $G_{\rm T}$ – расход топлива, кг/с.

74

Принимая допущения, что утечки теплоносителей отсутствуют, для массовых расходов потоков можно записать:

$$G_1 = G_2 = G_3 = G_4; G_5 = G_6 = G_7 = G_8; G_9 = G_{10} = G_{11};$$

 $G_{12} = G_{13} = G_{14} = G_{15}; G_{16} = G_{17} = G_{18} = G_{19}.$

Температуры в точках 2 и 4 вычисляли из уравнений для процессов сжатия в компрессоре (элемент I) и расширения в турбине (элемент II) соответственно:

$$T_{2} = T_{1} \begin{bmatrix} 1 + \beta_{\kappa}^{m} - 1 \eta_{\kappa}^{-1} \end{bmatrix}; \quad T_{4} = T_{3} \begin{bmatrix} 1 - 1 - \beta_{\tau}^{-m} \eta_{\tau} \end{bmatrix},$$

где β_{κ} , β_{τ} – степень сжатия в компрессоре $(p_2 p_1^{-1})$ и расширения в турбине $(p_3 p_4^{-1})$; η_{κ} , η_{τ} – энтропийный (внутренний относительный) КПД соответственно компрессора и турбины; $m = (k_{\rm B} - 1)k_{\rm B}^{-1}$; $k_{\rm B}$ – показатель адиабаты для воздуха.

В расчетах для определения степени расширения рабочего тела в турбине принимали зависимость

$$\beta_{\rm T} = \frac{p_2 - \Delta p_1}{p_4} = \frac{p_2 - \Delta p_1}{p_1 - \Delta p_2} = \frac{\beta_{\rm K} p_1 - \Delta p_1}{p_1 - \Delta p_2},$$

где Δp_1 – потери давления в воздушном тракте от компрессора к турбине, в системах всасывания, Па; Δp_2 – величина противодавления на выходе газов из турбины, Па.

Значение температуры перед турбиной задается по условию

$$T_3 = t_{
m sag} + 273$$
 при $T_5 \ge t_{
m sag} + 273 + \Delta t_{
m BII}$,

откуда следует, что

$$T_3 = T_5 - \Delta t_{\rm BII},$$

где $t_{3a,a}$ – температура воздуха на входе в турбину, °C; T_5 – температура продуктов сгорания на выходе из топки, К; $\Delta t_{B,n}$ – температурный напор в воздухоподогревателе, °C.

Температура на выходе из топки в этом случае представляется выражением

$$T_5 = t_5 + 273 = \frac{h_5}{c_5^p(t_5)} + 273,$$

а расход продуктов сгорания

$$G_5 = (1 + \alpha G_{\rm R}^0 - 0, 01A_p)G_{20}.$$

При этом массовый расход воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$G_{\scriptscriptstyle \rm B}^0 = V_{\scriptscriptstyle \rm B}^0 \rho_{\scriptscriptstyle \rm B}^0,$$

где $\rho_{\rm B}^0$ – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³; $V_{\rm B}^0$ – теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива, м³/м³.

Температуры масла t_9 , t_{11} в промежуточном контуре принимали постоянными – соответственно 250, 320 °С. Температуру после масляного подогревателя находили из условия

$$t_7 = t_9 + \Delta t_{\rm TO},$$

где $\Delta t_{\rm to}$ – минимальная разность температур в подогревателе, принимаем в расчете 100 °C.

Температуру уходящих газов t_8 на всех режимах принимали равной 130 °С. Расчет свойств газов (плотность, теплоемкость, энтальпию) производили с использованием программного комплекса FluidProp 2.4 для Microsoft Excel.

В результате выполненных преобразований исходная система балансовых уравнений (1)–(16) принимает вид:

$$\begin{cases} W_{21} = \frac{\alpha_1 G_{\rm B}^0 G_{20}(h_2 - h_1)}{\gamma_1}; \\ W_{24} = \gamma_2 \alpha_1 G_{\rm B}^0 G_{20}(h_3 - h_4) - W_{21}; \\ h_5 = \frac{\alpha_1 G_{\rm B}^0 G_{20}h_4 + \gamma_3 G_{20}h_{20}}{G_5}; \\ G_5 = \alpha_1 G_{\rm B}^0 G_{20} + G_{20}; \\ h_6 = h_5 - \frac{\alpha_1 G_{\rm B}^0 G_{20}(h_3 - h_2)}{\gamma_4 G_5}; \\ h_7 = h_6 - \frac{G_9(h_9 - h_{11})}{\gamma_5 G_5} = 0; \\ h_8 = h_7 - \frac{G_{16}(h_{17} - h_{18})}{\gamma_6 G_5}; \\ h_{10} = h_9 - \frac{G_{12}(h_{12} - h_{15})}{\gamma_7 G_9}; \\ W_{22} = \gamma_8 G_{12}(h_{12} - h_{13}); \\ h_{16} = \frac{\gamma_9 G_{12}(h_{13} - h_{14})}{G_{16}} + h_{19}; \\ Q_{23} = \gamma_{10} G_{16}(h_{17} - h_{18}). \end{cases}$$
(17)

76

Анализируя состав параметров системы уравнений (17), в качестве зависимых переменных были определены G_5 , h_5 , h_6 , h_7 , h_8 , h_{10} , W_{21} , W_{22} , W_{24} , Q_{24} . К независимым переменным также были отнесены коэффициенты потерь, рабочие напоры соответственно в элементах XI, XII и XIII (что позволяет определить энтальпии h_{11} , h_{15} и h_{19}), и осуществлены подстановки $W_{25} = \gamma_{16}W_{24}$ и $W_{26} = \gamma_{15}W_{22}$. Для воздуха и продуктов сгорания величины теплоемкости определяли из выражения для смесей идеальных газов, что допустимо при рассматриваемых давлениях и температурах.

В качестве критерия эффективности принимали электрический коэффициент полезного действия парогазового блока, целевая функция представлялась в виде

$$\eta_{3} = \frac{W_{25} + W_{26} - W_{28} - W_{29}}{G_{20}h_{20}}.$$

В качестве оптимизируемых переменных принимали степень расширения рабочего тела в газовой турбине, коэффициент расхода воздуха и температуру на входе газовой турбины. Область исследования определяли границами изменения оптимизируемых параметров: степени повышения давления в компрессоре газовой турбины $\beta = 1-10$, коэффициента расхода воздуха $\alpha = 1-6$ и температуры воздуха на входе в турбину $t_3 = 700-950$ °C. Расчеты проводили с интервалом переменных соответственно 1,0; 0,5 и 50 °C.

Характерные эпюры по результатам оптимизационных расчетов представлены на рис. 2. Из анализа полученных данных следует, что экстремальные значения электрического КПД рассматриваемой схемы парогазовой установки лежат в пределах от 28 (при температуре рабочего тела перед газовой турбиной 700 °C) до 38 % (при температуре 950 °C). При этом коэффициент расхода воздуха изменяется в противофазе от 5,0 до 3,5, а степень сжатия – незначительно, в пределах от 4,5 до 5,5.



Рис. 2. Электрический КПД парогазовой установки: а, б – температура воздуха перед газовой турбиной соответственно 700 и 900 °С

Таким образом, проведенные численные исследования простейшей схемы парогазовой установки для условий использования биомассы и ее параметрическая оптимизация показывают значительный прирост энергетической эффективности блока по сравнению с паросиловыми блоками. В то же время следует отметить, что оптимальное значение коэффициента расхода воздуха значительно превышает требуемую величину, необходимую для прямого сжигания биомассы в стационарном или кипящем слое.

Диаграмма распределения мощностей на выходе из установки, отнесенных к тепловому потоку, вносимому в систему горючей массой топлива, представлена на рис. 3.



Рис. 3. Распределение мощностей энергетической установки для степени повышения давления $\beta = 5$ и температуры воздуха перед турбиной 900 °C

Как следует из диаграммы, коэффициент использования топлива в области максимального электрического КПД изменятся в пределах 80–70 %. При этом видно, что применение парогазовой установки целесообразно только исходя из достижения максимального значения коэффициента использования топлива, так как при увеличении коэффициента расхода воздуха более 3 вклад паросиловой установки резко снижается и при $\alpha > 4$ становится малозначительным. Следовательно, в этих условиях более рациональной может являться система газотурбинной установки с пиковым водогрейным котлом.

Выполненные расчеты показывают перспективность проведения работ в области создания парогазовых и газотурбинных установок на местных видах топлива. Очевидно, что наиболее коротким путем реализации подобных проектов является адаптация имеющихся на энергетическом рынке элементов исследованной технологической схемы.

выводы

1. Применение энергоблоков с бинарным циклом позволяет существенно повысить эффективность использования энергетического потенциала биомассы, увеличить электрический КПД по сравнению с паросиловыми установками в 1,5–2 раза при сохранении коэффициента использования топлива на уровне 70 %. 2. Максимальные значения электрического коэффициента определяются в первую очередь температурой нагрева воздуха на входе в газовую турбину, которая лимитируется условиями сжигания биомассы. При этих допустимых температурах оптимальный коэффициент расхода воздуха составляет 3,5–5,0, а степень повышения давления в компрессоре – 4,5–5,5.

 Термодинамические условия применения предвключенной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты в энергоустановках с бинарным циклом требуют дополнительной конструктивной проработки элементов исследованной технологической схемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комбинированная энергетическая установка на биомассе / В. А. Седнин [и др.] // Энергия и Менеджмент. – 2011. – № 5. – С. 14–17.

2. О б з о р состояния развития технологий комбинированного производства электрической и тепловой энергии на биомассе / В. А. Седнин [и др.] // Энергия и Менеджмент. – 2012. – № 3. – С. 12–17.

3. Y i p i n g, D. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery / D. Yiping, W. Jiangfeng, G. Lin // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50. – P. 576–582.

4. T h e r m o d y n a m i c analysis of externally fired gas turbine combined cycle integrated with biomass gasification plant / S. Soltani [et al.] // Energy Conversion and Management. – 2013. – Vol. 70. – P. 107–115.

5. I o r a, P. Innovative combined heat and power system based on a double shaft intercooled externally fired gas cycle / P. Iora, P. Siva // Applied Energy. – 2013. – Vol. 105. – P. 108–115.

6. W o r k i n g fluid compositions for use in semi-closed Brayton cycle gas turbine power systems: patent №: US 6,824,710 B2 / F. Viteri, R. E. Anderson. – Nov. 30, 2004.

7. Попырин. – М.: Энергия, 1978. – 342 с.

Представлена кафедрой промышленной теплоэнергетики и теплотехники

Поступила 11.11.2013