

В. В. Гетман, Н. В. Лежнева, В. В. Чернов

## МЕТОД ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ГАЗОВОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Ключевые слова: эксергетический баланс, эксергетический к.п.д.

В работе предложен метод составления эксергетического баланса для газовой теплонасосной установки, согласно которому определяется величина эксергии всех входящих и выходящих потоков в каждом узле рассматриваемой системы. После чего вычисляются эксергетические потери в каждом элементе, что позволяет выявить наименее эффективный узел.

Keywords: exergy balance, exergy efficiency.

The authors propose a method of constructing exergy balance for the gas heat pump system, according to which the value is determined by the exergy of all incoming and outgoing flows at each node of the system. Whereupon calculated exergetic losses in each element, that reveals the least efficient unit.

Эксергетический анализ – метод термодинамического анализа промышленных систем, рассматриваемых во взаимодействии с окружающей средой. Эксергетический анализ позволяет установить взаимосвязь между термодинамическими характеристиками исследуемой системы и ее основными технико-экономическими показателями. При этом появляется возможность оценить степень использования энергии, ее потери, а также получить распределение этих потерь по отдельным аппаратам выбранной установки, т.е. выделить наименее эффективные узлы.

В основе эксергетического анализа лежит понятие эксергии, которое имеет несколько вариаций. Понятие «эксергии» было введено З.Рантом в 1956 г. и по его первоначальной формулировке, эксергия – это часть энергии, равная максимальной полезной работе, которую может совершить термодинамическая система при переходе из исходного состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Другая формулировка предполагает, что всю энергию рассматриваемой системы можно представить как совокупность двух составляющих. Одна из них, эксергия, представляет собой ту часть энергии, которая может быть преобразована в любую другую форму относительно условий окружающей среды. Другая получила название анергии, эта та часть, которую ни в какую другую форму энергии превратить невозможно [4].

Рассмотрим газовую теплонасосную установку [1], предназначенную для утилизации теплоты уходящих газов от газотурбинных установок (рис.1).

Принцип действия предлагаемой ГТНУ заключается в том, что в газотурбинном блоке 1, состоящем из компрессора К, камеры сгорания КС и турбины Т, работающей на одном валу с компрессором, в результате сжигания жидкого топлива или природного газа образуется газовая смесь (дымовые газы) при повышенном давлении (0.3 - 0.6 МПа) и температуре (450 – 850°С).

Полученная газовая смесь поступает на вход ГТНУ, включающей в себя контактный воздухоохладитель ВО, осевой компрессор Кп, рекуперативный теплообменник ТА и турбину Т.

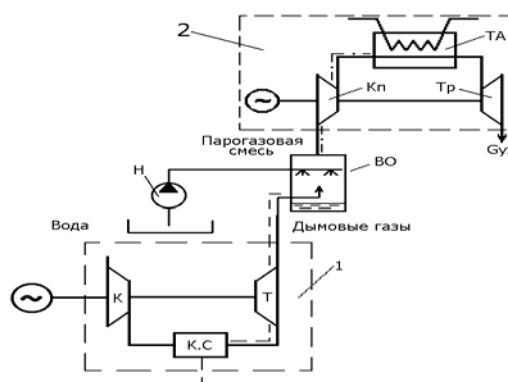


Рис. 1 – Схема газовой теплонасосной установки

Контактный воздухоохладитель представляет собой смесительную камеру с одним, или несколькими рядами форсунок, с помощью которых происходит распыление охлаждающей жидкости. В результате взаимодействия воды и горячих газов, последние охлаждаются при одновременном увлажнении, и на выходе теплообменного аппарата образуется парогазовая смесь с температурой  $T_{см}$  и  $P_{см}$  [2]

С выхода воздухоохладителя полученная парогазовая смесь подается в компрессор Кп, где сжимается с повышением давления и температуры до состояния  $T_k$  и  $P_k$ , а затем – в контактный рекуперативный теплообменный аппарат ТА, в котором охлаждается, нагревая встречный поток до температуры, необходимой для технологических нужд.

Конструкция теплообменника подбирается таким образом, чтобы температура рабочего тела на выходе была ниже температуры насыщения водяных паров, входящих в состав дымовых газов. В этом случае процесс охлаждения газа будет сопровождаться конденсацией водяных паров и выделением дополнительного количества теплоты. Таким образом, в результате процесса конденсации компенсируется часть тепла, затраченная в воздухоохладителе на испарение охлаждающей жидкости.

С выхода рекуператора осушенный и охлажденный газ с температурой  $T_{та}$  и с повышенным давлением  $P_k$  поступает в турбину Т, где расширяясь, совершает работу. На выходе турбины газ находится при температуре  $T_t$  и атмосферном давлении.

Степень термодинамического совершенства рассматриваемой теплонасосной установки определяет эксергетический к. п. д., для определения которого составляется эксергетический баланс исследуемой ТНУ с учетом всех потерь от необратимости в системе.

Для составления эксергетического баланса необходимо определить величину эксергии всех входящих и выходящих потоков в каждом узле исследуемой установки.

Удельная эксергия отходящих дымовых газов на входе в контактный воздухоохладитель имеет вид:

$$e_1 = e_{z1} + d_0(e_{n1} + e_{kc1} + e_{k1}),$$

где  $e_{r1}$  – удельная эксергия сухого газа [4]:

$$e_{r1} = c_{pгг}(t_1 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pгг} \ln \frac{t_1}{t_{окр}} - R_r \ln \frac{P_{см}}{P_{окр}} \right)$$

$e_{n1}$  – удельная эксергия водяного пара [5]:

$$e_{n1} = c_{pпп}(t_1 - t_{н1}) - t_{н1} \left( c_{pпп} \ln \left( \frac{t_1}{t_{н1}} \right) \right);$$

$e_{kc1}$  – удельная эксергия конденсации водяного пара [4]:

$$e_{kc1} = \frac{(t_{н1} - t_{окк})r}{T_{н1}};$$

$e_{k1}$  – удельная эксергия конденсата [4]:

$$e_{k1} = c_{ржк}(t_{н1} - t_{окр}) - t_{окр} c_{ржк} \ln \frac{t_{н1}}{t_{окр}};$$

$d_0$  – начальное влагосодержание газа.

В этих выражениях  $t_1$  – температура отходящих дымовых газов;  $t_{н1}$  – температура насыщения, соответствующая парциальному давлению пара перед контактным воздухоохладителем;  $t_{окр}$ ,  $P_{окр}$  – температура и давление окружающей среды;  $c_{pг1}$ ,  $c_{pп1}$ ,  $c_{рж1}$  – средняя теплоемкость сухого газа, водяного пара и жидкости в диапазоне температур  $t_1 - t_{окр}$ .

Аналогично определяется удельная эксергия парогазового потока на выходе из воздухоохладителя:

$$e_2 = e_{r2} + (d + d_0)(e_{n2} + e_{kc2} + e_{k2}),$$

где  $e_{r2}$  – удельная эксергия сухого газа на выходе аппарата [4]:

$$e_{r2} = c_{pг2}(t_2 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pг2} \ln \frac{t_2}{t_{окр}} - R_r \ln \frac{P_{см}}{P_{окр}} \right)$$

$e_{n2}$  – удельная эксергия водяного пара [4]:

$$e_{n2} = c_{pп2}(t_2 - t_{н2}) - t_{н2} \left( c_{pп2} \ln \left( \frac{t_2}{t_{н2}} \right) \right);$$

$e_{kc2}$  – удельная эксергия конденсации водяного пара [6]:

$$e_{kc2} = \frac{(t_{н2} - t_{окр})r}{t_{н2}};$$

$e_{k2}$  – удельная эксергия конденсата [4]:

$$e_{k2} = c_{рж2}(t_{н2} - t_{окр}) - t_{окр} c_{рж2} \ln \frac{t_{н2}}{t_{окр}}$$

Здесь  $t_2 = t_0$  – температура парогазового потока на выходе из воздухоохладителя;  $t_{н2}$  – температура насыщения водяного пара при влагосодержании парогазовой смеси ( $d + d_0$ ).

Удельная эксергия парогазовой смеси на входе в компрессор определяется из условия, что процесс сжатия протекает без изменения агрегатного состояния вещества:

$$e'_2 = e_{r2} + (d + d_0)e'_{п2},$$

в этом выражении  $e'_{п2}$  – удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]:

$$e'_{п2} = c_{pп2}(t_2 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pп2} \ln \left( \frac{t_2}{t_{окр}} \right) \right).$$

Удельная эксергия потока на выходе из компрессора составляет:

$$e'_3 = e_{r3} + (d + d_0)e'_{п3},$$

в этом выражении  $e'_{п3}$  – удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]:

$$e'_{п3} = c_{pп3}(t_3 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pп3} \ln \left( \frac{t_3}{t_{окр}} \right) \right).$$

Удельная эксергия на входе в теплообменный аппарат составляет:

$$e_3 = e_{r3} + (d + d_0)(e_{п3} + e_{kc3} + e_{k3}).$$

В этом выражении  $e_{r3}$  – удельная эксергия сухого газа, соответствующая температуре  $T_k$  и давлению  $P_k$  [4]:

$$e_{r3} = c_{pг3}(t_3 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pг3} \ln \frac{t_3}{t_{окр}} - R_r \ln \frac{P_k}{P_{окр}} \right)$$

$e_{п3}$  – эксергия водяного пара [4]:

$$e_{п3} = c_{pп3}(t_3 - t_{н3}) - t_{н3} \left( c_{pп3} \ln \left( \frac{t_3}{t_{н3}} \right) \right),$$

$e_{kc3}$  – эксергия конденсации водяного пара [6]:

$$e_{kc3} = \frac{(t_{н3} - t_{окр})r}{t_{н3}};$$

$e_{k3}$  – удельная эксергия конденсата [4]:

$$e_{k3} = c_{рж3}(t_{н3} - t_{окр}) - t_{окр} c_{рж3} \ln \frac{t_{н3}}{t_{окр}}.$$

Здесь  $t_3 = t_k$  – температура потока на выходе из компрессора;  $t_{н3}$  – температура насыщения водяного пара при давлении смеси  $P = P_k$  и влагосодержании ( $d + d_0$ ).

Удельная эксергия парогазовой смеси на выходе из теплообменного аппарата определяется выражением:

$$e_4 = e_{r4} + d_0(e_{п4} + e_{kc4} + e_{k4}),$$

в котором  $e_{r4}$  – удельная эксергия газа [4]:

$$e_{r4} = c_{pг4}(t_4 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{pг4} \ln \frac{t_4}{t_{окр}} - R_r \ln \frac{P_k}{P_{окр}} \right)$$

$e_{п4}$  – удельная эксергия водяного пара [4]:

$$e_{p4} = c_{p4}(t_4 - t_{н4}) - t_{н4} \left( c_{p4} \ln \left( \frac{t_4}{t_{н4}} \right) \right),$$

$e_{кс4}$  – эксергия конденсации при температуре  $t_{н4}$  [6]:

$$e_{кс4} = \frac{(t_{н4} - t_{окр})r}{t_{н4}},$$

$e_{ж4}$  – эксергия конденсата [4]:

$$e_{ж4} = c_{рж4}(t_{н4} - t_{окр}) - t_{окр} c_{рж4} \ln \frac{t_{н4}}{t_{окр}}.$$

Здесь  $t_4 = t_{та}$  – температура на выходе из теплообменного аппарата, равная температуре конденсации пара в теплообменнике;  $t_{н4}$  – температура насыщения, соответствующая влагосодержанию  $d_0$  и давлению смеси  $P_k$ .

Величина удельной эксергии на входе в турбину находится также, как и на входе в компрессора из условия охлаждения газа без изменения агрегатного состояния входящего в его состав водяного пара:

$$e'_4 = e_{г4} + d_0 e'_{п4},$$

в этом выражении  $e'_{п4}$  – удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]:

$$e'_{п4} = c_{p4}(t_4 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{p4} \ln \left( \frac{t_4}{t_{окр}} \right) \right).$$

Удельная эксергия на выходе из турбины находится как:

$$e_5 = e_{г5} + d_0 e_{п5}$$

В этом выражении  $e_{г5}$  – эксергия сухого газа [4]:

$$e_{г5} = c_{рг5}(t_5 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{рг5} \ln \frac{t_5}{t_{окр}} - R_g \ln \frac{P_5}{P_{окр}} \right)$$

$e_{п5}$  – эксергия водяного пара, входящего в состав парогазовой смеси в количестве  $d_0$  [4]:

$$e_{п5} = c_{p5}(t_5 - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{p5} \ln \left( \frac{t_5}{t_{окр}} \right) \right).$$

В этих формулах  $t_5 = t_t$  – температура на выходе из турбины,  $P_5$  – давление на выходе из рабочих лопаток турбины.

Эксергия подводимой воды вычисляется по формуле [5]:

$$e_{в1} = c_{рж1}(t_{ж1} - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{рж1} \ln \frac{t_{ж1}}{t_{окр}} \right),$$

где  $c_{рж1}$  – средняя теплоемкость жидкости в диапазоне температур  $t_{ж1} - t_{окр}$ ;  $t_{ж1}$  – температура подводимой воды.

Эксергия воды, отводимой из теплообменного аппарата составляет [5]:

$$e_{в2} = c_{рж2}(t_{ж2} - t_{окр}) - t_{окр} \left( c_{рж2} \ln \frac{t_{ж2}}{t_{окр}} \right).$$

Эксергия компрессора вычисляется по формуле [5]:

$$E_k = \frac{N_k}{\zeta_e},$$

где  $\zeta_e$  – эксергетический к. п. д. компрессора.

Эксергия турбины находится как [5]:

$$E_T = N_T \cdot \zeta_e,$$

$\zeta_e$  – эксергетический к. п. д. турбины.

Входящие потоки эксергии  $E_i$  и эксергетические потери  $D_i$  в каждом узле газовой теплонасосной установки определяются по формулам:

в контактном воздухоохладителе:

$$D_{кс} = G_r e_1 + d G_r e_{ж1} + d G_r e_{нас} - G_r e_2,$$

где  $e_{нас}$  – эксергия насоса для подвода воды в воздухоохладитель,

$$e_{кс} = G_r e_1 + d G_r e_{ж1} + d G_r e_{нас};$$

в компрессоре:

$$D_{кп} = G_r e'_2 + E_k - G_r e'_3$$

$$E_{кп} = G_r e'_2 + E_k;$$

в теплообменном аппарате:

$$D_{та} = G_r e_3 + G_b e_{ж1} + G_b e_{нас} - G_r e_4 - G_b e_{ж2},$$

$$E_{та} = G_r e_3 + G_b e_{ж1} + G_b e_{нас},$$

в турбине:

$$D_T = G_r e'_4 - G_r e_5 - E_T$$

$$E_T = G_r e'_4.$$

Эксергетический к. п. д. каждого элемента системы определяется по формуле [3]:

$$\zeta_i = 1 - \frac{D_i}{E_i}.$$

Эксергетический к. п. д. всей газовой теплонасосной установки в целом составляет [3]:

$$\zeta = 1 - \frac{\sum D_i}{\sum E_i}.$$

На рис. 2, 3, 4 представлены зависимости, отражающие изменения эксергетического к.п.д. в каждом элементе системы от температуры отходящих газов от энергетических установок и от количества жидкости в потоке [2].

Значение эксергетического к.п.д. рассматриваемой установки при различных значениях варьируемых параметров зависит от величины к.п.д. входящих в ее состав устройств и от эксергетических потерь в них.

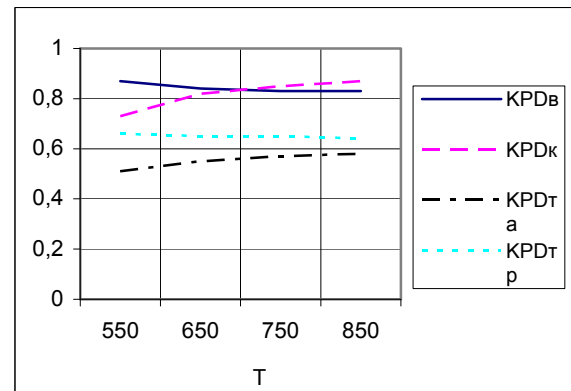
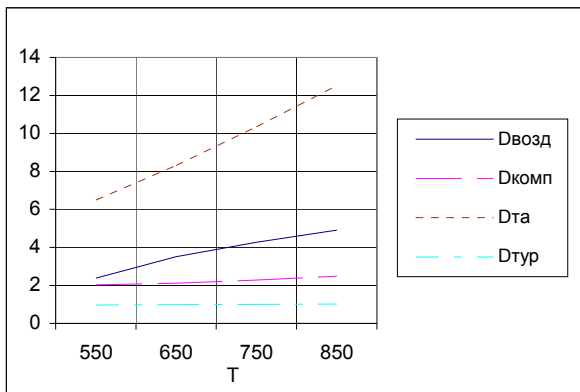
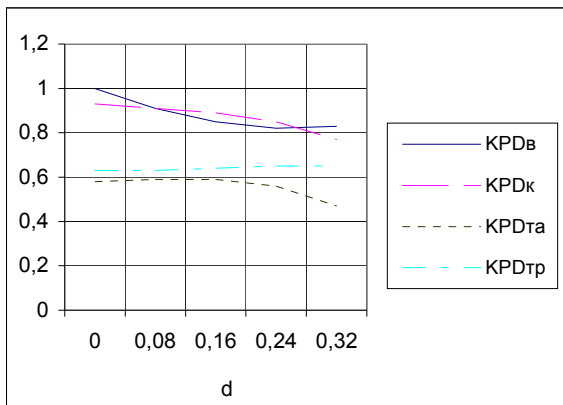


Рис. 2 – Зависимость эксергетического к.п.д. в каждом элементе системы от температуры отходящих газов



**Рис. 3 – Зависимость потерь эксергии в каждом элементе системы от температуры отходящих газов**



**Рис. 4 – Зависимость эксергетического к.п.д. в каждом элементе установки от влагосодержания парогазовой смеси**

Увеличение к.п.д. установки с ростом температуры вызвано суммарным увеличением к.п.д. компрессора и теплообменного аппарата, и, при высоких температурах отходящих газов, практически неизменным к.п.д. турбины и воздухоохладителя.

С ростом влагосодержания парогазовой смеси, к.п.д. установки уменьшается в результате уменьшения к.п.д. практически всех основных элементов схемы, кроме турбины, в которой расширяется практически сухой газ.

Таким образом, для обеспечения конкурентоспособности рассматриваемой установки, необходимо определить оптимальное соотношение температуры отходящих газов и влагосодержания потока.

## Литература

1. *Гуреев, В.М.* Диссертация на соискание ученой степени кандидат технических наук – Казань, 1993.
2. *Гетман, В.В.* Использование метода испарительного охлаждения для повышения эффективности работы газовой теплонасосной установки / В.В. Гетман, Н.В. Лежнева // Вестник Казан. технол. Ун-та. -2011. -№18. – С.174-179.
3. *Соколов, Е.Я.* Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. –М.: Энергия, 1968.
4. *Шаргут, Я.* Эксергия /Я. Шаргут, Р.Петелла. – М.: Энергия 1968.
5. *Евенко, В.И.* Эксергетическая оценка термодинамического совершенства компрессоров/ В.И. Евенко // Теплоэнергетика. 1997. №3. С. 59-64.
6. *Бэр, Г.Д.* Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр. – М.: Мир, 1977.

© **В. В. Гетман** – канд. техн. наук, доц. каф. автоматизации технологических процессов и производств НХТИ КНИТУ, atrp.nchti@mail.ru; **Н. В. Лежнева** – канд. техн. наук, доц. каф. автоматизации технологических процессов и производств НХТИ КНИТУ, atrp.nchti@mail.ru; **В. В. Чернов** – канд. техн. наук, доц. каф. начертательной геометрии и инженерной графики ФГБОУ ВПО «ИНЭКА».