

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 - 8500С). 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 $T_{га}$ и с повышенным давлением P_k поступает в турбину T , 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: $e_{г1}$, где $e_{г1}$ – удельная эксергия сухого газа [4]: $e_{п1}$ – удельная эксергия водяного пара [5]: $e_{кс1}$ – удельная эксергия конденсации водяного пара [4]: $e_{к1}$ – удельная эксергия конденсата [4]: 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; $c_{рг1}$, $c_{рп1}$, $c_{рж1}$ – 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: $e_{г2}$, где $e_{г2}$ – удельная эксергия сухого газа на выходе аппарата [4]: $e_{п2}$ – удельная эксергия водяного пара [4]: $e_{кс2}$ – удельная эксергия конденсации водяного пара [6]: $e_{к2}$ – удельная эксергия конденсата [4]: 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: $e_{г3}$, в этом выражении – удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]: $e_{п3}$. Удельная эксергия потока на выходе из компрессора составляет: $e_{кс3}$, в этом выражении – удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]: $e_{к3}$. Удельная эксергия на входе в теплообменный аппарат составляет: $e_{г4}$. В этом выражении $e_{г3}$ – удельная эксергия сухого газа, соответствующая температуре T_k и давлению P_k [4]: $e_{п3}$ – эксергия водяного пара [4]: $e_{кс3}$ – эксергия конденсации водяного пара [6]: $e_{к3}$ – удельная эксергия конденсата [4]: $t_3 = t_k$ – 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: , в котором e_{g4} – удельная эксергия газа [4]: $e_{п4}$ – удельная эксергия водяного пара [4]: , $e_{кс4}$ – эксергия конденсации при температуре $t_{н4}$ [6]: , $e_{к4}$ – эксергия конденсата [4]: . 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: , в этом выражении - удельная эксергия водяного пара без учета его конденсации из парогазовой смеси [4]: . Удельная эксергия на выходе из турбины находится как: В этом выражении $e_{г5}$ – эксергия сухого газа [4]: $e_{п5}$ – эксергия водяного пара, входящего в состав парогазовой смеси в количестве d_0 [4]: . 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]: , 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]: . Эксергия компрессора вычисляется по формуле [5]: , где z_e – эксергетический к. п. д. компрессора. Эксергия турбины находится как [5]: , z_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 контактом воздухоохладителе: , где $e_{нас}$ – эксергия насоса для подвода воды в воздухоохладитель, ; в компрессоре: ; в теплообменном аппарате: , в турбине: . Эксергетический к. п. д. каждого элемента системы определяется по формуле [3]: . Эксергетический к. п. д. всей газовой теплонасосной установки в целом составляет [3]: . 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.