

Расщепление цикла установок ЭТУ на цикл тепловой и холодильной машин с промежуточным отводом тепловой энергии между ними расширяет функциональные возможности в плане сочетания их с рядом высокотемпературных технологий, например, с технологией конверсии метана в смеси с водой. Такое сочетание технологий на основе ЭТУ является основой комбинированных технологических производств не имеющих альтернативы в будущем.

### Литература

1. Балабанович В.К., Вербило И.Н., Скоробогатый Н.Н. и др. Энерготехнологические установки комбинированного цикла (статья в настоящем сборнике). —с.5.

УДК 621.165

## ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА

**Балабанович В.К., Вербило И.Н., Скоробогатый Н.Н., Пантелей Е.А.,  
Пантелей Н.В., Федерякин А.Н., Кулак Е.В., Глазков П.И.**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Применение многофункциональных (комбинированных) энерготехнологических установок (ЭТУ) в ближайшем будущем станет основой энергоемких производств. Один из вариантов таких установок представляющей собой сочетание тепловой и холодильной машин объединенных общим рабочим телом приводится ниже (рис.1).

Такая установка обеспечивают комбинированное производство ряда технологических продуктов из рабочего тела получаемого путем сжигания органического топлива в смеси со сжатым воздухом и названа нами как ЭТУ-1. В технологической схеме ЭТУ-1 из продуктов сгорания производится вода ( $H_2O$ ), углекислота ( $CO_2$ ), азот ( $N_2$ ), тепловая- ( $Q_T$ ), холодо- ( $Q_X$ ) и механическая энергия (МЭ). В предельном случае такое производство является безотходным, что автоматически обеспечивает получение еще одного продукта – экологического эффекта (ЭК).

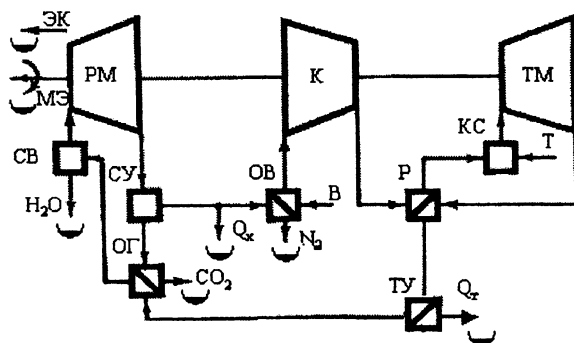


Рис.1. Принципиальная схема энерготехнологической установки ЭТУ-1:

*ПМ* — расширительная машина; *Р* — регенератор; *К* — компрессор;  
*ОВ* — охладитель воздуха; *ТМ* — тепловая машина; *ОГ* — охладитель газов;  
*КС* — камера сгорания; *ТУ* — теплофикационная установка;  
*Тн* — теплоноситель; *Т* — топливо; *СВ* — сепаратор воды; *В* — воздух;  
*СУ* — сепаратор углекислоты.

На рис.2 приведен термодинамический цикл ЭТУ-1 в ТS-координатах. На нем показаны основные процессы по преобразованию химической энергии органического топлива в технологические продукты в схеме ЭТУ-1: (1–2) — расширение рабочего тела (РТ) в тепловой машине (ТМ) (газовой турбине); (2–3) — охлаждение РТ в регенераторе (Р); (3–4) — охлаждение РТ в теплофикационной установке (ТУ) и охладителе газов (ОГ); (4–5) — расширение РТ в расширительной машине (ПМ) (турбодетандере); (6–5) — охлаждение воздуха (В) в охладителе воздуха (ОВ); (5–7) — сжатие воздуха в компрессоре (К); (7–8) — нагрев воздуха в регенераторе; (8–1) — подвод теплоты топлива (Т) к воздуху в камере сгорания и получение рабочего тела установки. Соответствующий выбор разделительного давления позволяет отделить в сепараторе воду ( $H_2O$ ) от РТ перед ПМ, а за ней — углекислоту ( $CO_2$ ) в сублимированном состоянии, в результате остается смесь азота ( $N_2$ ) с инертными газами (технологические продукты). Там же на рис.2 пунктиром показан также цикл ГТУ с регенерацией в том же диапазоне начальных и конечных параметров рабочего тела. Сравнение обоих циклов убедительно подчеркивает преимущества ЭТУ-1 над ГТУ.

Расчет вариантов схем установок типа ЭТУ выполнялся следующим образом. Задавались основные исходные данные: температура рабочего тела

перед газовой турбиной; начальное и разделительное давления; конечное давление и температура за турбодетандером; вводились необходимые граничные условия для газовой турбины, турбодетандера и компрессора.

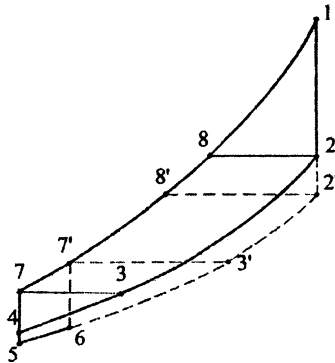


Рис. 2. Термодинамический цикл ЭТУ-1 в  $TS$ -координатах

В расчетах расход рабочего тела на входе в компрессор принимался на уровне  $100 \text{ кг/с}$ , что дает очевидные преимущества. Корректировка расходов по элементам схемы осуществлялась введением коэффициентов расхода —  $K_{\text{расх}}$ , что позволяет учитывать утечки, отбор воздуха на охлаждение и т.д. Потеря давления в отдельных элементах схемы учитывалась коэффициентом давления —  $K_{\text{давл}}$ , который учитывает гидравлические потери (на дросселирование) в элементах схемы. Коэффициент состава газов  $b$  и их молекулярный вес  $m$  в первом приближении приняты для газа соответствующего составу воздуха, то есть ( $b=1$ ) и ( $m=28,96 \text{ кг/кмоль}$ ). Температура рабочего тела за турбодетандером —  $t_{\text{вых}}^{\text{ТД}} = -60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура воздуха перед компрессором —  $t_{\text{вх}}^{\text{К}} = -50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коэффициент полезного действия камеры сгорания принимался —  $\eta_{\text{кс}} = 0,99$ . Давление воздуха на входе в компрессор и за турбодетандером принималось на уровне атмосферного  $P_{\text{к}} = 0,1 \text{ МПа}$ .

По разработанной авторами компьютерной программе, основанной на термодинамических таблицах для воздуха и продуктов сгорания [2], определялись основные параметры рабочего тела в расчетных точках схемы ЭТУ-1. Теплосодержание —  $i_1$  и энтропия —  $S_1$  начальной точки процесса расширения перед газовой турбиной определялись по заданным граничным условиям. Конечная точка адиабатического процесса расширения в газовой турбине определялась в соответствии с величиной относительного давления

$$b^{\Gamma T} = P_1 / P_{\text{разд}} \quad (1)$$

где  $P_1$  и  $P_{\text{разд}}$  — начальное и конечное (разделительное) давление рабочего тела турбины. Энтропия (мольная) перед турбиной определялась как

$$S_1^{\text{ГТ}} = \phi(\beta^{\text{ГТ}}, t_1), \quad (2)$$

С учетом этого определялась адиабатная температура за турбиной  $t_{2\text{ГТ}}^{\text{ад}}$ . По ней определялось конечное (на адиабате) теплосодержание рабочего тела за турбиной —  $i_{2\text{ГТ}}^{\text{ад}}$ . Адиабатический тепловой перепад газовой турбины составит

$$H_0^{\text{ГТ}} = i_1 - i_{2\text{ГТ}}^{\text{ад}}, \quad (3)$$

Введением поправки на коэффициент полезного действия цикла установки получаем использованный ею тепловой перепад —  $H_i$ . Для определения истинного значения расхода  $G^{\text{ГТ}}$  используем коэффициент  $K_{\text{расч}}$ . Тогда мощность газовой турбины определяется как

$$N_i^{\text{ГТ}} = G^{\text{ГТ}}_{\text{ист}} H_i / \mu, \quad (4)$$

Аналогичным образом вычислялись мощности турбодетандера —  $N_i^{\text{ТД}}$  и компрессора —  $N_i^{\text{К}}$ , а также конечная температура воздуха за компрессором.

Суммарная мощность установки составит

$$\Sigma N = N_i^{\text{ГТ}} + N_i^{\text{ТД}} - N_i^{\text{К}}, \quad (5)$$

Температура газов за регенератором принималась с учетом температурного напора  $d t = 15^\circ\text{C}$ , то есть

$$t_{\text{ГТ}} = t_{\text{КК}} + \delta t, \quad (6)$$

где  $t_{\text{КК}}$  — температура воздуха за компрессором.

Тогда теплосодержание рабочего тела за турбиной определится как

$$i_2^{\text{ГТ}} = i_1^{\text{ГТ}} - H_i, \quad (7)$$

а теплосодержание воздуха за регенератором — как

$$i_{\text{вр}} = i_{\text{КК}} + (i_2^{\text{ГТ}} - i_{\text{ГТ}}), \quad (8)$$

где  $i_{\text{сп}}$  — теплосодержание рабочего тела (газов) за регенератором — по температуре  $t_{\text{сп}}$ , а  $i_{\text{КК}}$  — теплосодержание воздуха за компрессором определялась по температуре за ним.

Удельное количество теплоты подводимой к рабочему телу в камере сгорания установки определится из выражения

$$q_{\text{кс}} = i_1^{\text{ГТ}} - i_{\text{сп}}, \quad (9)$$

Количество теплоты подведенное к рабочему телу в цикле установки составит

$$Q_0 = G_{\text{кс}} q_{\text{кс}} / \mu \eta_{\text{кс}}, \quad (10)$$

где  $G_{\text{кс}}$  — расход рабочего тела на выходе из камеры сгорания.

Внутренний КПД установки определялся из выражении

$$\eta_i = \Sigma N / Q_0. \quad (11)$$

При более сложных вариантах схем установок сохранен приведенный выше методический подход к расчетам с соответствующей корректировкой алгоритма. В заключение отметим, что контролировались так же материальные и тепловые балансы в узловых точках рассчитываемых схем.

### Литература

1. Коротков В.А., Неуймин В.М., Балабанович В.К. и др. Возможные перспективы участия СП «Интертурбо» в техническом перевооружении и реконструкции тепловых электростанций России и Белоруси. Известия ВУЗов и энергетич. объединений СНГ. Энергетика. — 2002 г. — №2. — С.51–59.
2. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив: Справочник. — 2-е изд. перераб. — М.: Энергоиздат. — 1984 г. — с.104.

УДК 621.181

## ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ СЖИГАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В КОТЛАХ

**Жихар И.Г.**

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Двухступенчатое сжигание топлива является эффективным методом снижения выбросов оксидов азота. В энергетике двухступенчатое сжигание газа применяется в двух вариантах. Первый вариант двухступенчатого сжигания реализуется путем перераспределения дутьевого воздуха по ярусам горелок. В нижний ярус горелок подается богатая топливная смесь, а в верхний ярус — смесь с избытком дутьевого воздуха или дополнительного воздуха. Этот способ двухступенчатого сжигания получил название поярусного регулирования. Другой вариант двухступенчатого сжигания может быть реализован в специальных горелочных устройствах, в которых осуществляется перераспределением потоков топлива и воздуха с образованием на первой стадии либо бедной топливно-воздушной смеси с последующим добавлением необходимого количества топлива, либо богатой топливно-воздушной смеси и подводом на второй стадии воздуха для дожигания продуктов неполного сгорания первичной зоны горения.

При организации двухступенчатого сжигания топлива с позонной подачей на первой ступени осуществляется процесс горения с коэффициентом из-