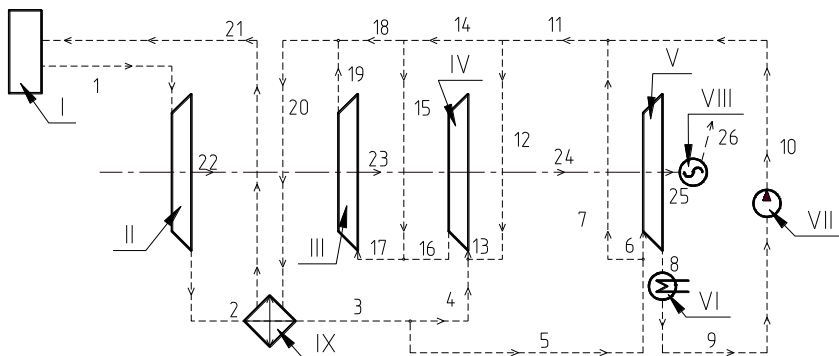


определяют время  $\tau_1 = \tau^* - t_{cp}$ , потом численное значение постоянной времени  $T_1 = S_{ex} / \Delta y_{вых. макс}$ .

УДК 629.97

### Исследование технологий переработки промышленных и бытовых органических отходов

Седнин В.А., Матявин А.А., Прокопеня И.Н., Кузьмич К.А.  
Белорусский национальный технический университет



I – Печь с кипящим слоем, II – газовая турбина, III, IV – компрессор, V – паровая турбина VI – конденсатор, VII – насос, VIII – генератор, IX, X, XI, XIV – теплообменники, XII, XIII – модули ОРЦ либо сетевые подогреватели; 1, 2, 3 – потоки воздуха, 4 – топливо, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 43 – дымовые газы, 22, 23, 24, 25, 27, 28, 32 – вода 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 26, 29, 30, 31, 33, 34 – пар, 35, 36, 37, 38 – механическая энергия, 39, 41, 42 – электроэнергия.

Поток воздуха 1 из атмосферы поступает в воздухоподогреватель X, где подогревается до температуры до температуры 200...250 °С, и далее следует (поток 2) во вторую ступень подогрева, где его температура достигает 400 °С. Горячий воздух поступает в печь с кипящим слоем I, куда подается, в качестве топлива, иловый осадок 4. Поток продуктов сгорания 5 с температурой 700...750 °С поступает в теплообменник XIV, где нагревается поток водяного пара 25, являющийся рабочим телом парогазовой установки. Вторая часть дымовых газов используется для подогрева воздуха. Поток перегретого пара 13 далее поступает в газовую турбину II, после которой разделяется на два потока 16 и 17. Первый из них подается на вход в 1-ю ступень компрессора IV, сжатый водяной пар (поток 29) далее охлаждается путем смешения с потоком конденсата 28 и далее охлажденный поток пара 30 поступает на 2-ю ступень компрессора

III. Поток пара 31 после компрессора смешивается с потоком конденсата 32 и далее подается в высокотемпературный теплообменник IX.

Поток пара 18 поступает в паровую турбину V, отработавший пар (поток 20) после турбины подается в конденсатор VI, далее насосом VII конденсат возвращается в цикл.

Была выполнена параметрическая оптимизация свыше приведённой технологической схемы комбинированной парогазовой установки. В качестве управляемых переменных принимались: температура и давление перегретого пара на входе в газовую турбину; давление перегретого пара за газовой турбиной. Диапазон изменения  $T_{13}=1000...1150$  К, соответствует  $p_{13}=4,0 - 1,5$  МПа,  $p_{14}=0,1 - 1,0$  Мпа.

УДК 620.9:662.92

### **Эффективность применения абсорбционных тепловых насосов на отопительных котельных и мини-ТЭЦ**

Седнин В.А., Райко Д.М., Лазук Д.А.

Белорусский национальный технический университет

Одним из известных мероприятий по повышению использования потенциала газового топлива на котельных является утилизация скрытой теплоты водяных паров дымовых газов. Однако, несмотря на эффективность, это техническое решение на постсоветском пространстве до сих пор не получило широкого распространения. В то же время зарубежные производители котельного оборудования выпускают конденсационные бытовые котлы и конденсационные поверхностные экономайзеры (КЭ) для промышленных котлов малой и средней мощности. Ещё одним из стимулирующих факторов использования низкопотенциальной теплоты в энергетике и промышленности является появление на мировом энергетическом рынке надёжных абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (АБТН).

Были рассмотрены примеры совместного использования вышеупомянутого оборудования на отопительной котельной и мини-ТЭЦ. Расчет основных параметров производился с помощью математического моделирования. В результате расчетов были определены основные характеристики КЭ и АБТН. Теплосъем с конденсационного экономайзера составил 840 кВт, влагосодержание дымовых газов снизилось с 0,11 кг/кг до 0,03 кг/кг, расчетная теплопроизводительность абсорбционного теплового насоса составила 1080 кВт. КПД котлоагрегата за счет применения конденсационного экономайзера увеличился на 12 %, что может снизить топливные затраты в среднем на 90 тыс. у.е./год. Простой срок окупаемости применения конденсационного поверхностного