

УДК 621.311.68

КОЛОМЕЙКО Д.А.

Ин-т технической теплофизики НАН Украины

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ TEDOM СЕРИИ QUANTO

Описано когенераційну установку, що працює на заводі "Фіолент" в м. Сімферополі. Наведено основні технічні характеристики установки та описано принципи її роботи. Визначено основні термодинамічні параметри та їх вплив на ефективність циклу.

Описана когенерационная установка, работающая на заводе «Фиолент» в г. Симферополе. Приведены основные технические характеристики установки и описаны принципы ее работы. Определены основные термодинамические параметры и их влияние на эффективность цикла.

The co-generation installation of Simferopol factory "Fiolent" is described in given paper. The basic technical data of the installation and principle of its operation are described. The basic thermodynamic parameters and their influence on efficiency of a cycle are determined.

$c_p$  – изобарная теплоемкость, кДж/кг К;  
 $c_v$  – изохорная теплоемкость, кДж/кг К;  
 $k$  – коэффициент адиабаты;  
 $G$  – расход среды, кг/час;  
 $L_0$  – стехиометрический коэффициент;  
 $l_u$  – работа цикла, кДж/кг;  
 $N$  – электрическая мощность, кВт;  
 $Q$  – тепловая мощность, кВт;  
 $p$  – давление, Па;

$T$  – температура, К;  
 $S$  – энтропия, кДж/кг К;  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\varepsilon$  – степень сжатия;  
 $\pi_k$  – степень повышения давления;  
 ГВС – горячее водоснабжение;  
 КПД – коэффициент полезного действия;  
 КУ – котел-утилизатор;  
 ТЭЦ – теплоэлектроцентраль.

### Введение

В последнее время в Украине ускоренными темпами внедряется производство электрической и тепловой энергии малыми энергетическими пунктами. Это обусловлено недостатками совместного производства энергии при помощи больших паротурбинных теплоцентралей, которые рассчитаны на обеспечение теплотой большого количества потребителей. Централизация теплоснабжения привела к большим транспортным потерям теплоты, повышению эксплуатационных затрат трубопроводной сети, что приводит к подорожанию тепловой и электрической энергии. Все эти причины и привели к необходимости строительства небольших тепловых пунктов для обеспечения теплом отдельных промышленных предприятий, организаций, небольших районов и даже отдельных зданий. Как показывает анализ, наиболее целесооб-

разно задача децентрализации теплоснабжения решается при помощи когенерационных установок.

### Цели исследования

Для повышения коэффициента полезного действия когенерационных установок необходимо определить оптимальные параметры, влияющие на эффективность работы установок такого типа, а также построить цикл когенерационной установки и провести термодинамический анализ.

### Описание когенерационной установки TEDOM серии Quanto

Когенерационные установки TEDOM серии Quanto являются агрегатами средней и высшей мощности (от 190 кВт) на базе промышленных газовых двигателей всемирно известных марок.

Данная установка была приобретена фирмой «Налим» и установлена на заводе «Фиолент» в городе Симферополе.

Блочная конструкция когенерационной установки Quanto C1000 содержит: агрегат – двигатель-генератор, теплотехническое оборудование, глушитель выхлопа и звукоизоляционный кожух.

Основные характеристики установки и ее схема приведены в табл. 1 и на рис. 1.

Установка работает следующим образом. Газ поступает в модуль подготовки 1 и далее в газовый двигатель внутреннего сгорания 2 с электрогенератором 4, где происходит выработка электрической мощности за счет сжигания топлива. Выхлопные газы после газового двигателя утилизируются в теплообменнике 3. За счет теплоты вы-

хлопных газов можно получить до 903 кВт дополнительной тепловой мощности для горячего водоснабжения. Далее отработавшие уходящие газы с температурой 473 К поступают в дымовую трубу. Охлаждение газового двигателя внутреннего сгорания реализовано при помощи вторичного контура, в котором в качестве охлаждающей жидкости используется смесь воды и этиленгликоля. Получаемая дополнительная мощность за счет охлаждения двигателя может достигать 608 кВт.

### Постановка задачи и методы ее решения

Двигатель внутреннего сгорания 2 работает по циклу Дизеля, для термодинамического анализа его цикла необходимо знать:

Табл. 1. Основные технические характеристики

|                                     |       |                     |
|-------------------------------------|-------|---------------------|
| Максимальная электрическая мощность | 1030  | кВт                 |
| КПД электрический                   | 37,6  | %                   |
| Расход газа при 100% мощности       | 292,1 | м <sup>3</sup> /час |

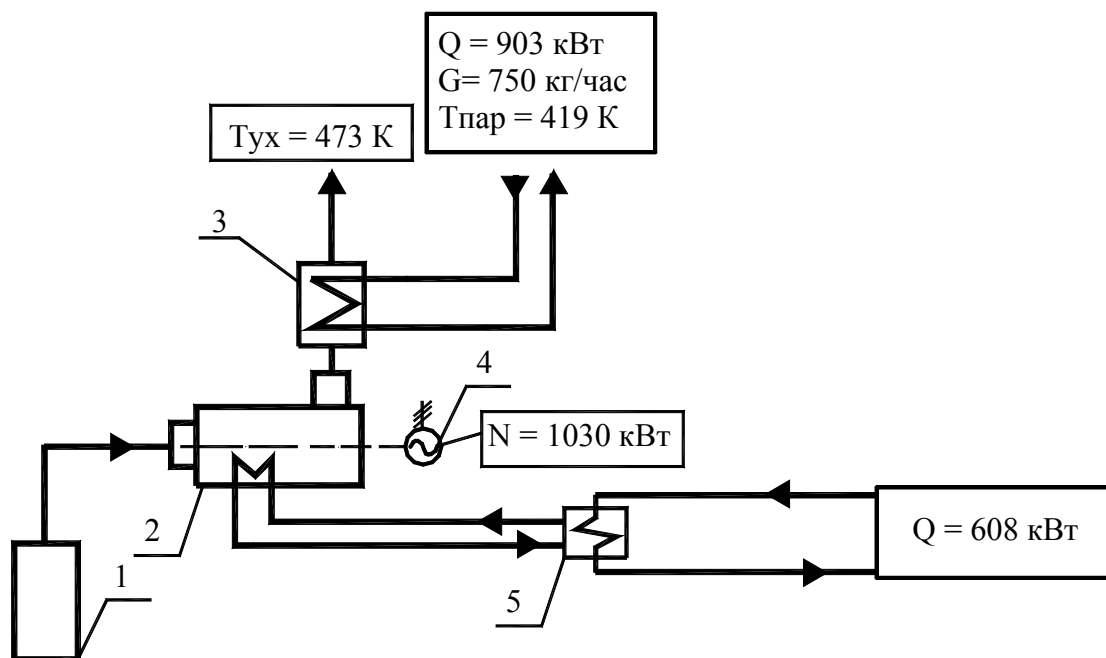


Рис. 1. Упрощенная тепловая схема когенерационной установки: 1 – модуль подготовки газа, 2 – газовый двигатель внутреннего сгорания, 3 – теплообменник утилизации выхлопных газов (котел-утилизатор), 4 – электрогенератор, 5 – теплообменник охлаждения наполняющей смеси.

- степень сжатия в дизельном двигателе;
- температуру смеси воздуха и газа на входе двигателя;
- температуру выхлопа двигателя.

Эти параметры приведены в табл. 2.

Основным топливом является природный газ, который рассматривается как идеальный газ.

Тогда справедливо соотношение для изобарной теплоемкости:

$$c_p = k c_v. \quad (1)$$

Определим температуры для построения  $T$ - $S$  диаграммы, представленной на рис. 2.

Температура после сжатия

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 778 \text{ К}. \quad (2)$$

Температура в зоне горения

$$T_3 = T_2 \rho = 1732 \text{ К}. \quad (3)$$

На основании (2, 3) можно определить работу цикла, которая описывается уравнением из [1]:

$$l_{ц} = (q_1 - q_2) = 359 \text{ кДж/кг}, \quad (4)$$

где  $q_1$  – подведенная теплота, определяемая по формуле:

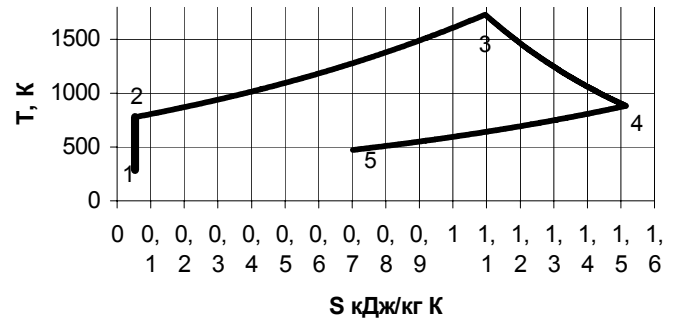
$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 954 \text{ кДж/кг}, \quad (5)$$

$q_2$  – отведенная теплота:

$$q_2 = c_v \cdot (T_4 - T_1) = 595 \text{ кДж/кг}. \quad (6)$$

Для построения  $T$ - $S$  диаграммы необходимо определить энтропии в характерных точках цикла.

Энтропия газовой смеси на входе в дизельный двигатель определяется из работы [2]:



**Рис. 2.  $T$ - $S$  диаграмма когенерационной установки, на базе двигателя, работающего по циклу Дизеля.**

$$S_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_0} = 0,053 \text{ кДж/кг·К}, \quad (7)$$

где  $T_0 = 273 \text{ К}$  – температура газовой смеси, при которой ее энтропия равна 0.

Энтропия газовой смеси после сжатия в двигателе

$$S_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_{a2}} + S_1 = 0,053 \text{ кДж/кг·К}, \quad (8)$$

где  $T_{a2}$  – температура адиабатического сжатия из работы [3]:

$$T_{a2} = T_1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} = 778 \text{ К}, \quad (9)$$

так как  $T_2 \approx T_{a2}$ , то процесс сжатия поршнем в двигателе можно считать адиабатическим.

После сгорания топливовоздушной смеси про-

**Табл. 2. Исходные параметры для термодинамического расчета**

| Наименование параметра                              | Обозначение   | Значение       |
|---|---------------|----------------|
| Температура смеси воздуха и газа на входе двигателя | $T_1$         | 288 К          |
| Температура выхлопа двигателя                       | $T_4$         | 883 К          |
| Степень сжатия                                      | $\varepsilon$ | 12             |
| Степень повышения давления ( $p_2/p_1$ )            | $\pi_k$       | 32.4           |
| Степень предварительного расширения                 | $\rho$        | 2.226          |
| Характеристика топлива                              |               |                |
| Коэффициент адиабаты газа                           | $k$           | 1,4            |
| Изобарная теплоемкость смеси воздуха и газа         | $c_p$         | 1.031 кДж/кг·К |

исходит изменение теплоемкости смеси. Найти значение теплоемкости можно при помощи соотношения из работы [3]:

$$c_{\text{рсм}} = \frac{L_0 + 1}{1 + \alpha L_0} c_{p1} + \frac{(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0} c_{p2} = 1,304 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}, \quad (10)$$

где  $\alpha = 1,1$  – коэффициент избытка воздуха;  $L_0 = 17$  кг/кг – стехиометрический коэффициент для метана;  $c_{p1}$  – изобарная теплоемкость продуктов сгорания;  $c_{p2}$  – изобарная теплоемкость окислителя.

Изобарные теплоемкости продуктов сгорания и окислителя можно определить при помощи полиномов первой степени:

$$c_{p1} = a_{01} + a_{11}T_2, \quad (11)$$

$$c_{p2} = a_{02} + a_{12}T_3, \quad (12)$$

где  $a_{01} = 1,0015$  кДж/(кг·К),  
 $a_{11} = 0,85 \cdot 10^{-4}$  кДж/(кг·К<sup>2</sup>) – для воздуха  
и  $a_{02} = 1,1011$  кДж/(кг·К),  
 $a_{12} = 1,3 \cdot 10^{-4}$  кДж/(кг·К<sup>2</sup>) – для метана.

Энтропия продуктов сгорания и избыточного воздуха после изобарного подвода теплоты определяется из соотношения:

$$S_3 = c_{\text{рсм}} \ln \frac{T_3}{T_2} + S_2 = 1,096 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}. \quad (13)$$

Энтропия продуктов сгорания и избыточного воздуха при расширении в двигателе

$$S_4 = c_{\text{рсм}} \ln \frac{T_4}{T_{a4}} + S_3 = 1,515 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, \quad (14)$$

где  $T_{a4}$  – температура адиабатического расширения:

$$T_{a4} = \frac{T_3}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = 640 \text{ К}. \quad (15)$$

Определим энтропию смеси продуктов сгорания и избыточного воздуха на выходе из утилизационного теплообменника при заданной температуре смеси в этой точке  $T_5 = 473$  К.

$$S_5 = c_{\text{всм}} \ln \frac{T_5}{T_4} + S_4 = 0,701 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}. \quad (16)$$

Термический КПД цикла определяется по соотношению [1]:

$$\eta_t = 1 - \frac{(\rho^k - 1)}{[k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)]} = 0,555. \quad (17)$$

## Выводы

Когенерационная установка TEDOM Quanto S1000 относится к парогазовым установкам малой энергетики. Данная установка является маневренной (набор номинальной нагрузки 5-8 минут) и экономичной (электрический КПД 37,6%).

Так как термический КПД цикла Дизеля увеличивается с возрастанием степени сжатия  $\varepsilon$  и уменьшается с возрастанием степени предварительного расширения  $\rho$ , то при проектировании подобных когенерационных установок необходимо закладывать максимальное значение степени сжатия. Подчеркнем, что установка утилизационного теплообменника за котлом-утилизатором, приведет к значительному росту тепловой мощности когенерационной установки.

*Работа выполнена при частичной поддержке Фонда фундаментальных исследований министерства образования и науки Украины (проект № 040700066)*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Андрющенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок.- М.: Высш. школа, 1977.- 280 с.
2. Любчик Г.М., Кравчук О.Є., Ід Аль-зубі, Варламов Г.Б. Експертиза екологічних характеристик пальників та камер згорання ГТУ і ПГУ.- К.: НТУУ "КПІ", 1997.- 52 с.
3. Теплотехнический справочник. Под ред. Юренина В.Н., Лебедева П.Д.- М.: Энергия, 1975.- Т. 1.- 744 с.

*Получено 02.11.2004 г.*