



## АНАЛІЗ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ І КОТЛОАГРЕГАТУ НА ТВЕРДОМУ ПАЛИВІ

**Е. І. Дмитроченкова**

*Донбаська національна академія будівництва і архітектури,  
вул. Державіна, 2, м. Макіївка, Донецька область, Україна, 86123.*

*E-mail: Ellya\_81@mail.ru*

*Отримана 12 квітня 2013; прийнята 24 травня 2013.*

**Анотація.** У статті розглянуто два варіанти теплової схеми когенераційної установки (КГУ) на базі двигуна внутрішнього згоряння й теплогенератора на твердому паливі. Ефективність роботи кожної з них проаналізована з використанням значення ексергетичного ККД. Методика його визначення також представлена в статті. Зокрема, ексергетичний аналіз виконано з використанням величин повних ексергій на вході й на виході з КГУ. Для їх знаходження складена контрольна поверхня із вказівкою напрямку руху потоків ексергії при роботі установки. Встановлено, що використання продуктів згоряння ДВЗ в топковій камері дозволяє збільшити значення ексергетичного ККД установки за рахунок скорочення витрати твердого палива, що спалюється.

**Ключові слова:** когенераційна установка, ексергетичний ККД, потоки ексергії.

## АНАЛИЗ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И КОТЛОАГРЕГАТА НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

**Э. И. Дмитроченкова**

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры,  
ул. Державина, 2, г. Макеевка, Донецкая область, Украина, 86123.*

*E-mail: Ellya\_81@mail.ru*

*Получена 12 апреля 2013; принята 24 мая 2013.*

**Аннотация.** В статье рассмотрены два варианта тепловой схемы когенерационной установки (КГУ) на базе двигателя внутреннего сгорания и теплогенератора на твердом топливе. Эффективность работы каждого из них проанализирована с использованием значения эксергетического КПД. Методика его определения также представлена в статье. В частности, эксергетический анализ проведен с использованием величин полных эксергий на входе и на выходе из КГУ. Для их нахождения составлена контрольная поверхность с указанием направления движения потоков эксергии при работе установки. Установлено, что использование продуктов сгорания ДВС в топочной камере котлоагрегата позволяет увеличить значение эксергетического КПД установки за счет сокращения количества сжигаемого твердого топлива.

**Ключевые слова:** когенерационная установка, эксергетический КПД, потоки эксергии.

## ANALYSIS OF EKSERGY EFFICIENCY OF KOGENERATION PLANT ON THE BASIS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND FOR SOLID FUEL BOILER

**Ella Dmitrochenkova**

*Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture,  
2, Derzhavina Str., Makiivka, Donetsk Region, Ukraine, 86123.*

*E-mail: Ellya\_81@mail.ru*

*Received 12 April 2013; accepted 24 May 2013.*

**Abstract.** Two variants of thermal chart of the cogeneration plant on the basis of an internal combustion engine and for solid fuel boiler are considered in the article. Efficiency of work of each of them analyzed with the use of value of energy efficiency. The method of his determination is also presented in the article. In particular an energy analysis is conducted with the use of sizes of complete energies on an entrance and on an exit from cogeneration plant. For their finding a control surface is made with pointing of direction of motion of streams of energy during work of plant. It is set that the use of products of combustion of an internal combustion engine in the fire-box chamber of boiler allows increasing the value of energy efficiency setting due to reduction of amount of the burned hard fuel.

**Keywords:** cogeneration plant, energy efficiency, energy flow.

### Постановка проблемы

Одним из показателей эффективности работы любой теплоснабжающей установки является количество сжигаемого топлива на единицу получаемой теплоты. Более высокое его значение достигается за счет использования высокоэффективного топливосжигающего и теплообменного оборудования, повышения степени автоматизации работы котельных, утилизации низкопотенциальной теплоты. Кроме того, снижение объема потребления топлива в системе жилищно-коммунального хозяйства является одним из приоритетных направлений государственной политики. Следует констатировать, что в условиях поиска путей повышения энергетической эффективности систем децентрализованного теплоснабжения перспективным является использование в них когенерационных технологий, позволяющих повысить их надежность [1].

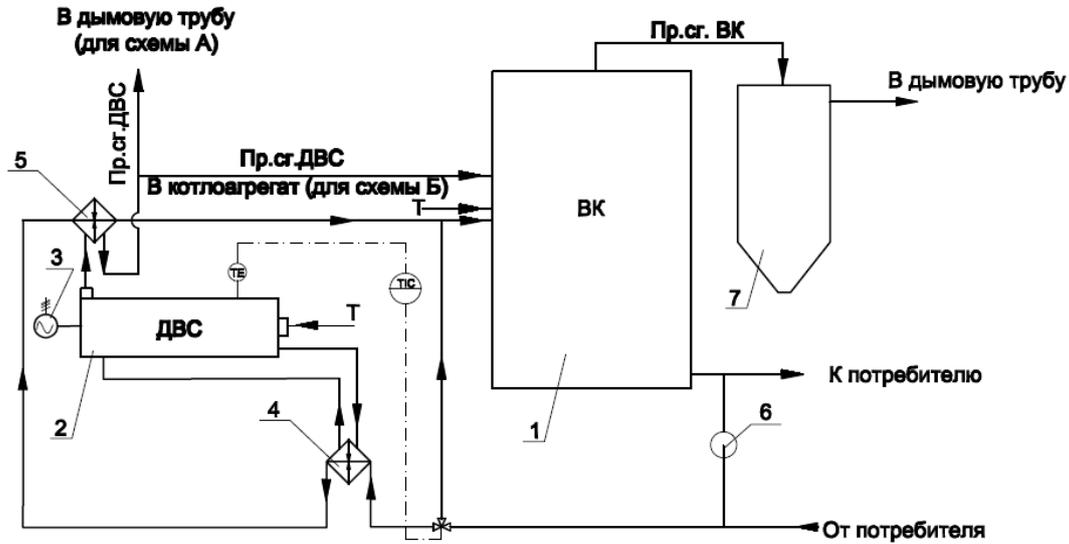
### Цель статьи и формулировка задачи исследований

Целесообразным является предложить тепловые схемы когенерационных установок для децентрализованного теплоснабжения на базе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и теплогенератора на твердом топливе, обеспечивающие сни-

жение расхода топлива за счет более эффективного использования тепловых потенциалов энергетических потоков в установке, и проанализировать их эффективность с использованием эксергетического КПД.

### Изложение основного материала исследований

Для анализа предложены тепловые схемы когенерационной установки, приведенные на рис. 1. В их конструкцию входят: двигатель внутреннего сгорания, генератор электрического тока, теплообменные аппараты системы охлаждения двигателя и утилизации теплоты продуктов сгорания двигателя. «Пиковые» режимы теплопотребления обеспечиваются путем установки современного теплогенератора как основного теплогенерирующего оборудования в системах децентрализованного теплоснабжения. Что касается выбора топлива для двигателя и котла, то сегодня ввиду постоянно растущих цен на природный газ целесообразно отказаться от использования импортируемого вида топлива. Поэтому для теплогенератора рекомендуется использовать твердое топливо (уголь), а для двигателя – дизельное. Это особенно актуально для угледобывающих и негацифицированных районов страны.



**Рисунок 1.** Тепловые схемы когенерационной установки на базе двигателя внутреннего сгорания и теплогенератора с двумя утилизаторами теплоты: 1 – водогрейный котлоагрегат; 2 – двигатель внутреннего сгорания; 3 – электрогенератор; 4 – теплообменник системы охлаждения двигателя типа «вода – вода»; 5 – теплообменник охлаждения продуктов сгорания ДВС типа «газ – вода»; 6 – рециркуляционный насос; 7 – циклон; Т – подача топлива в ДВС и теплогенератор.

В предлагаемой схеме А двигатель 2 охлаждается водой, циркулирующей по замкнутому контуру. Теплота, отобранная от ДВС в теплообменном аппарате 4, передается теплоносителю из обратной магистрали системы теплоснабжения. Окончательный подогрев этой воды осуществляется отработанными газами в теплообменном аппарате 5. Подогретая таким образом вода смешивается с основным количеством воды из обратной магистрали, тем самым повышая ее температуру. После этого подогретый теплоноситель подается в котельный агрегат 1 для последующего догрева до необходимой температуры. Для предотвращения переохлаждения или перегрева двигателя при работе в режиме, отличном от номинального, на крышке цилиндров предусмотрена установка термодатчика, соединенного с блоком автоматического управления. С его помощью происходит регулирование расхода воды, проходящего через утилизационные теплообменные аппараты. Для обеспечения стабильного температурного режима работа блока ДВС предусмотрена линия рециркуляции воды с установленным на ней насосом 6. Продукты сгорания твердого топлива очищаются в золоуловителе – циклоне 7 и поступают в дымовую трубу.

Схема В от схемы А отличается тем, что дымовые газы ДВС не удаляются в атмосферу, а подаются в топочную камеру котлоагрегата.

В предложенных схемах для анализа принят котлоагрегат КВм(а) – 0,8 МВт завода «КРИГЕР» (г. Житомир, Украина), двигатель ТМЗ 8435.10, электрогенератор МЕ – 200 – 4.

В качестве топлива для котлоагрегата принят уголь марки ЖР Донецкого угольного бассейна.

Исходные данные для проведения расчетов представлены в таблице 1.

Для проведения эксергетического анализа и последующего определения эксергетического КПД технической системы определяется полная эксергия на входе в установку  $E_{F_{tot}}$  и полная эксергия на выходе из установки  $E_{P_{tot}}$  [2]. На основании этого эксергетическая эффективность системы может быть определена из соотношения:

$$\eta_e = \frac{\Sigma E_p}{E_{F_{tot}}} \quad (1)$$

Схема контрольной поверхности потоков эксергии представлена на рис. 2.

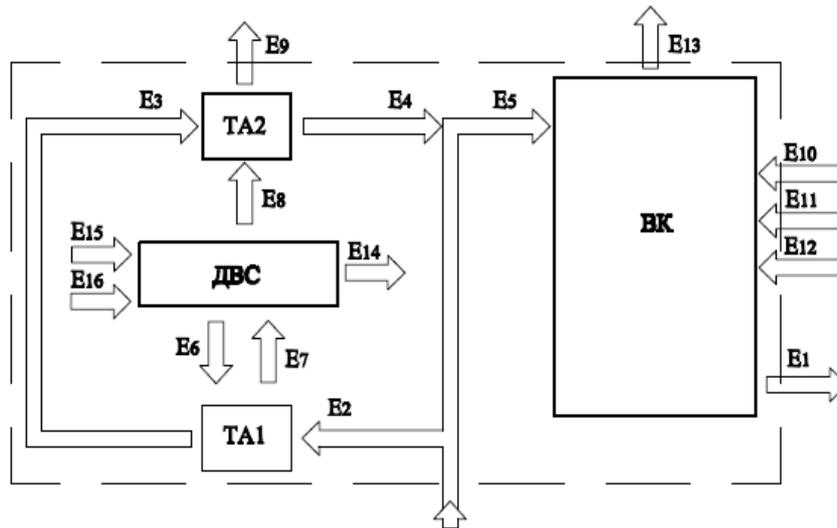
Анализ рассмотренных схем показывает, что полная эксергия на выходе из установки определяется как:

$$\Sigma E_p = (E_3 - E_2) + (E_{7_1} - E_6) + (E_4 - E_3) + (E_1 - E_5) + (E_8 - E_9) + E_{14} \quad (2)$$

Полная эксергия на входе в установку при работе по схеме А:

Таблица 1. Исходные данные для эксергетических расчетов

| Параметр   | Обозначение | Единицы измерения | Схема А | Схема Б |
|--|-------------|-------------------|---------|---------|
| Температура окружающей среды   | $t_0$       | °С                | 20      | 20      |
| Температура воды на входе в когенерационную установку (из обратной системы теплоснабжения) | $t_2$       | °С                | 60      | 60      |
| Температура воды на выходе из когенерационной установки                                    | $t_3$       | °С                | 70      | 70      |
| Температура воды на входе в котлоагрегат   | $t_{см}$    | °С                | 61,5    | 61,5    |
| Температура воды на выходе из котлоагрегата  | $t_1$       | °С                | 85      | 85      |
| Расход топлива в котлоагрегате   | $B$         | кг/ч              | 143,98  | 136,84  |
| Расход топлива в ДВС   | $B_{ДВС}$   | кг/ч              | 66      | 66      |
| Расход воды через котлоагрегат   | $G_{ТГУ}$   | кг/ч              | 28 200  | 28 200  |
| Расход воды через когенерационную установку  | $G_{КУ}$    | кг/ч              | 5 040   | 5 040   |
| Высшая теплота сгорания дизельного топлива   | $Q_{рж}^B$  | кДж/кг            | 45 408  | 45 408  |
| Высшая теплота сгорания твердого топлива (угля)  | $Q_{рт}^B$  | кДж/кг            | 34 387  | 34 387  |
| Расход влажного воздуха, подаваемого в топку теплогенератора                               | $V_{ВВ}$    | м <sup>3</sup> /с | 0,314   | 0,325   |



**Рисунок 2.** Потоки эксергии в когенерационной установке: ВК – водогрейный котел; ТА1 – теплообменный аппарат системы охлаждения двигателя; ТА2 – теплообменный аппарат утилизации теплоты продуктов сгорания;  $E$  – эксергия потока в единицу времени, кДж/с;  $E_1$  – воды на выходе из теплогенератора;  $E_2$  – воды на входе в теплообменный аппарат системы охлаждения двигателя;  $E_3$  – воды на выходе из теплообменного аппарата системы охлаждения двигателя;  $E_4$  – воды на выходе из теплообменного аппарата утилизации теплоты продуктов сгорания двигателя;  $E_5$  – воды на входе в теплогенератор;  $E_6$  – воды на выходе из двигателя в теплообменный аппарат системы;  $E_7$  – воды на выходе из теплообменного аппарата системы охлаждения в двигатель;  $E_8$  – продуктов сгорания на выходе из двигателя;  $E_9$  – продуктов сгорания на выходе из теплообменного аппарата утилизации теплоты продуктов сгорания;  $E_{10}$  – твердого топлива для сжигания в теплогенераторе;  $E_{11}$  – влажного воздуха для полного сжигания твердого топлива;  $E_{12}$  – электрической энергии, затраченной на привод дымососа, вентилятора и насосного парка;  $E_{13}$  – продуктов сгорания на выходе из теплогенератора;  $E_{14}$  – выработанной электрической энергии;  $E_{15}$  – влажного воздуха для сжигания дизельного топлива;  $E_{16}$  – дизельного топлива для сжигания в ДВС.

$$E_{F.tot} = E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16}, \quad (3)$$

а при работе по схеме Б:

$$E_{F.tot} = E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16} + E_9$$

Потери эксергии с продуктами сгорания двигателя и теплогенератора (схема А) составляют:

$$E_{L.tot} = E_9 + E_{13}. \quad (4)$$

Потери эксергии с продуктами сгорания теплогенератора (схема Б):

$$E_{L.tot} = E_{13}.$$

Удельная химическая эксергия топлив определяется с использованием высшей теплоты сгорания. Таким образом, для твердого топлива уравнение для расчета имеет вид:

$$e_x = Q_p^B \cdot (1 - W), \quad (5)$$

где  $W$  – влажность топлива (0,06);

а для жидкого:

$$e_x = 0.975 \cdot Q_p^B, \quad (6)$$

где  $Q_p^B$  – высшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Полная химическая эксергия топлива определяется из выражения:

$$E_T = e_x \cdot B, \quad (7)$$

где  $B$  – расход топлива, кг/с.

Удельная эксергия влажного воздуха определяется из выражения [3, 4]:

$$e_{BB} = e_{BB}^m + e_{BB}^t + e_{BB}^e, \quad (8)$$

где  $e_{BB}^m$  – механическая эксергия, кДж/кмоль;

$e_{BB}^t$  – термическая эксергия, кДж/кмоль;

$e_{BB}^e$  – влажностная составляющая эксергии, кДж/кмоль.

Составляющие эксергии влажного воздуха определяются из выражений:

$$e_{BB}^m = T_0 \cdot R_{нар} \cdot (0.622 + d_e) \ln \frac{p_{ex}}{p_0}, \quad (9)$$

$$e_{BB}^t = T_0 \cdot \left( c_{p_{ex}} + d_{ex} \cdot c_{p_{нар}} \right) \left( \frac{T_{ex}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{ex}}{T_0} \right), \quad (10)$$

$$e_{BB}^e = T_0 \cdot R_{нар} \cdot (0.622 + d_e) \times \ln \frac{0.622 + d_0}{0.622 + d_{ex}} + d_{ex} \cdot \ln \frac{d_{ex}}{d_0}. \quad (11)$$

Характеристики влажного воздуха и окружающей среды, использованные для расчетов по уравнениям (9–11), приведены в таблице 2.

Полная эксергия влажного воздуха определяется из выражения:

$$E_{BB} = e_{BB} \cdot m_{CB}, \quad (12)$$

где  $m_{CB}$  – массовый расход сухого воздуха, кг с.в./с:

$$m_{CB} = \frac{p_{CB} \cdot V_{BB}}{R_{CB} \cdot T_{BB}}, \quad (13)$$

где  $p_{CB}$  – парциальное давление сухого воздуха, Па;

$R_{CB}$  – газовая постоянная сухого воздуха, Дж/(кг·град);

$T_{BB}$  – температура влажного воздуха, К;

$V_{BB}$  – действительный расход влажного воздуха, подаваемого на горение в топку теплогенератора, м<sup>3</sup>/с.

Парциальное давление сухого воздуха определяется из выражения:

$$p_{CB} = p_0 - p_{II}, \quad (14)$$

где  $p_{II}$  – парциальное давление пара, Па ( $p_{II} = 1500$  Па).

Таблица 2. Теплотехнические характеристики влажного воздуха и окружающей среды

| Характеристика   | Обозначение  | Единицы измерения | Величина |
|--|--|-------------------|----------|
| Температура влажного воздуха                             | $T_{BB} = t_{BB} + 273$                                  | К                 | 293      |
| Давление влажного воздуха перед подачей в ДВС            | $p_{BB} = p_0$   | Па                | 98 642   |
| Давление влажного воздуха перед подачей в теплогенератор | $p_{BB} = p_0 + \Delta p$<br>$\Delta p = 400 \text{ Па}$ | Па                | 99 042   |
| Относительная влажность воздуха                          | $\varphi$  | %                 | 70       |
| Влагосодержание  | $d = d_0$  | г/кг с.в.         | 0,0105   |
| Температура окружающей среды                             | $T_0 = t_0 + 273$  | К                 | 293      |
| Давление окружающей среды                                | $p_0$  | Па                | 98 642   |
| Газовая постоянная водяного пара                         | $R_{нар}$  | кДж/кг            | 0,461    |

Удельная эксергия потока воды, кДж/кг, определяется по формуле [4–6]:

$$e_{ж} = T_0 \cdot \left[ c_{p,n} \left( \frac{T_{ж}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{ж}}{T_0} \right) + r_{ж} \left( \frac{1}{T_{ж}} - \frac{1}{T_0} \right) + R_{п} \cdot \ln \frac{P_{н.ж}}{\varphi_0 \cdot P_{н.о.с}} \right], \quad (15)$$

где  $c_{p,n}$  – средняя изобарная теплоемкость водяного пара (1,8671 кДж/(кг·К));

$r_{ж}$  – удельная теплота парообразования при температуре  $T_{ж}$ , кДж/кг;

$\varphi_0$  – относительная влажность воздуха в окружающей среде;

$P_{н.ж}$  и  $P_{н.о.с}$  – давление насыщения водяных паров над водой при температуре  $T_{ж}$  и  $T_0$ , Па;

$R_{п}$  – газовая постоянная водяного пара, кДж/(кг·К).

Значения  $r_{ж}$ ,  $P_{н.ж}$ ,  $P_{н.о.с}$  принимаются в зависимости от соответствующих температур [3].

Полная термическая эксергия воды определяется из выражения:

$$E_{ж} = e_{жT_i} \cdot G_p, \quad (16)$$

где  $e_{жT_i}$  – удельная эксергия потока воды при соответствующей температуре, кДж/кг;

$G_p$  – расход воды, кг/с.

Для рассматриваемых схем значения эксергий воды будут иметь одинаковые значения, т. к. расходы воды и значения температур неизменны.

Удельная эксергия продуктов сгорания, кДж/м<sup>3</sup>, определяется из выражения [6–9]:

$$e_{np.cz.vyx} = \Delta e_p + \Delta e_i + e_x, \quad (17)$$

где  $\Delta e_p$ ,  $\Delta e_i$ ,  $e_x$  – соответственно удельное изобарное и термическое изменение эксергии, и удельная химическая эксергия продуктов сгорания в интервале температур  $(T - T_0)$ , кДж/м<sup>3</sup> пр.ст., где  $T = T_{пр.ст.1}$ .

Температура продуктов сгорания на выходе из ДВС 120 °С, а на выходе из котлоагрегата – 220 °С.

Удельное изобарное изменение эксергии в интервале температур  $(T - T_0)$  равно:

$$\Delta e_p = \Delta i_{T_0}^T - T_0 \cdot \Delta s_{T_0}^T, \quad (18)$$

где  $\Delta i_{T_0}^T - T_0 \cdot \Delta s_{T_0}^T$  – соответственно изменение удельной энтальпии и удельной энтропии продуктов сгорания в интервале температур  $(T_0 - T)$ , кДж/м<sup>3</sup>:

$$\Delta i_{T_0}^T = c'_p \cdot (T - T_0), \quad (19)$$

$$\Delta s_{T_0}^T = c'_p \cdot \ln \frac{T}{T_0}, \quad (20)$$

где  $c'_{p,пр.ст.}$  – средняя изобарная, объемная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур  $(T_0 - T_{пр.ст.1})$ , кДж/(м<sup>3</sup>·гр). Для интервала  $(T_0 - T_{пр.ст.})$   $c'_{p,пр.ст.ДВС} = 1,3439$  кДж/(м<sup>3</sup>·гр), а  $c'_{p,пр.ст.ТГУ} = 1,4091$  кДж/(м<sup>3</sup>·гр).

Удельное термическое превышение эксергии:

$$e_t = n \cdot R_{\mu} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p}{p_0}, \quad (21)$$

Давление продуктов сгорания в газоходах после котлоагрегата и когенерационной установки принимается равным атмосферному, т. е.  $p = p_0$ . Следовательно, значение термического превышения эксергии  $e_t = 0$ .

Удельная химическая эксергия продуктов сгорания:

$$e_{.x} = R_{\mu} \cdot T_0 \cdot \sum n_i \cdot \ln \frac{z_i}{z_{0i}}, \quad (22)$$

где  $z_i$  и  $z_{0i}$  – мольное содержание компонента в продуктах сгорания и окружающей среде,  $z_i = n_i$ ;

$R'_{\mu}$  – универсальная газовая постоянная, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> продуктов сгорания, ( $R_{\mu} = 0,3712$  (кДж/(м<sup>3</sup>·гр)));

$n_i$  – количество киломолей  $i$ -го компонента, кмоль.

Эксергия общего количества продуктов сгорания определяется из выражения:

$$E_{np.cz.} = e_{np.cz.} \cdot V_{np.cz.} \cdot B, \quad (23)$$

где  $V_{np.cz.}$  – суммарный объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг.

В процессе работы когенерационной установки вырабатывается электроэнергия в количестве 200 кВт:  $E_7 = N = 200$  кДж/с.

Для обеспечения работы теплогенератора имеют место затраты электрической энергии на работу насосного парка, тягодутьевого оборудования, освещения котельной. Затраты электроэнергии при работе установки по первой схеме составляют 55 кВт, при работе по второй – 60 кВт. Следовательно,  $E_{11} = 55$  кДж/с для схемы А и  $E_{11} = 60$  кДж/с для схемы Б.

Эксергетический КПД когенерационной установки при работе по схеме А определяется из выражения:

$$\eta_{\varepsilon} = ((E_3 - E_2) + (E_7 - E_6) + (E_4 - E_3) + (E_1 - E_5) + (E_8 - E_9) + E_{14}) / (E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16}). \quad (24)$$

а при работе по схеме Б:

$$\eta_e = ((E_3 - E_2) + (E_7 - E_6) + (E_4 - E_3) + (E_1 - E_5) + (E_8 - E_9) + E_{14}) / (E_{10} + E_{11} + E_{12} + E_{15} + E_{16} + E_9) \quad (25)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.

### Выводы

Результаты расчетов показывают, что эксергетический КПД когенерационной установки при

работе по схеме Б выше, чем при работе по схеме А. Хотя это повышение  $\eta$  ( $\approx 1,5\%$ ) в масштабах одной установки малой мощности и является незначительным в решении глобальной проблемы топливо – энергетических ресурсов, но замена дорогостоящего природного газа на уголь и дизельное топливо позволят не только уменьшить энергозависимость объектов ЖКХ от экспортируемых видов топлива, но и снизить расходы на производство тепловой энергии.

Таблица 3. Результаты расчетов потоков эксергий и эксергетических КПД

| Полная эксергия потока за единицу времени, кДж/с   | Схема А | Схема Б |
|--|---------|---------|
| 1  | 2       | 3       |
| Воды на выходе из теплогенератора, $E_1$   | 218,19  | 218,19  |
| Воды на входе в теплообменный аппарат системы охлаждения двигателя, $E_2$                            | 82,43   | 82,43   |
| Воды на выходе из теплообменного аппарата системы охлаждения двигателя, $E_3$                        | 89,26   | 89,26   |
| Воды на выходе из теплообменного аппарата утилизации теплоты продуктов сгорания двигателя, $E_4$     | 92,74   | 92,74   |
| Воды на входе в теплогенератор, $E_5$  | 180,11  | 180,11  |
| Воды на выходе из двигателя в теплообменный аппарат системы, $E_6$                                   | 68,63   | 68,63   |
| Воды на выходе из теплообменного аппарата системы охлаждения в двигатель, $E_7$                      | 63,22   | 63,22   |
| Продуктов сгорания на выходе из двигателя, $E_8$   | 57,18   | 57,18   |
| Продуктов сгорания на выходе из теплообменного аппарата утилизации теплоты продуктов сгорания, $E_9$ | 8,91    | 8,91    |
| Твердого топлива для сжигания в теплогенераторе, $E_{10}$  | 386     | 332     |
| Влажного воздуха для полного сжигания твердого топлива, $E_{11}$                                     | 0,03    | 0,03    |
| Электрической энергии, затраченной на привод дымососа, вентилятора и насосного парка, $E_{12}$       | 55,00   | 60,00   |
| Продуктов сгорания на выходе из теплогенератора, $E_{13}$  | 7,28    | 22,97   |
| Выработанной электрической энергии, $E_{14}$   | 200     | 200     |
| Влажного воздуха для сжигания дизельного топлива, $E_{15}$   | 0       | 0       |
| Дизельного топлива для сжигания в ДВС, $E_{16}$  | 472     | 472     |
| Полная эксергия на входе в установку, $E_{F,tot}$  | 913,41  | 873,44  |
| Полная эксергия на выходе из установки, $E_{P,tot}$  | 291,25  | 291,25  |
| Потери эксергии, $E_{L,tot}$   | 16,19   | 22,97   |
| Эксергетический КПД системы, $\eta_e, \%$  | 31,89   | 33,35   |

## Литература

1. Галузева програма енергоефективності та енергозбереження в житлово-комунальному господарстві на 2010–2014 роки [Текст] : Затверджено наказом Міністерства з питань житлово-комунального господарства від 10 листопада 2009 р. № 352. – К. : [б. в.], 2009. – 26 с.
2. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса : студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
3. Эксергетические расчеты технических систем [Текст] : справ. пособие / под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского ; АН УССР, Ин-т технической теплофизики. – К. : Наук. думка, 1991. – 360 с.
4. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / под ред. В. М. Бродянского. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
5. Bejan, A. Thermal Design and Optimization [Текст] / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York : J. Wiley, 1996. – 128 p.
6. Дмитроченкова, Э. И. Эксергетический анализ когенерационной установки на базе реконструированного двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Э. И. Дмитроченкова // Вісн. Донбаської нац. акад. будівн. і архітектури. – Макіївка : Вид-во ДонНАБА, 2010. – Вип. 2010-6(86) : Інженерні системи та техногенна безпека. – С. 108–116. – ISSN 1814-3296.
7. Шаргут, Я. Эксергия [Текст] / Я. Шаргут, Р. Петела. – М. : Энергия, 1968. – 278 с.
8. Delebarre, A. Rodial solid flore destrebuton in circulating fluidisid beds [Текст] / A. Delebarre, L. Letizia, R. Ocone. – Eccef-1, 1996. – 16 p.
9. Сажин, Б. С. Эксергетический анализ работы промышленных установок [Текст] : монография / Б. С. Сажин, А. П. Булеков, В. Б. Сажин. – М. : [б. и.], 2000. – 297 с.

## References

1. The programme of energy-efficiency and energy-savings in housing and utilities sector. Kyiv: [s. n.], 2009. 26 p. (in Ukrainian)
2. Moroziuk, T. V. Theory of refrigerating machines and hit pump units. Odessa: Studio «Negotiant», 2006. 712 p. (in Russian)
3. Energy calculation of engineering systems: Reference book / edited by A. A. Dolinskii, V. M. Brodianskii. Kyiv: Scientific Thought, 1991. 360 p. (in Russian)
4. Exergy method and its appendices / edited by V. M. Brodianskii. Moscow: Energoatomizdat, 1988. 288 p. (in Russian)
5. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. Thermal Design and Optimization. New York: J. Wiley, 1996. 128 p.
6. Dmitrochenkova, E. I. Exergy analysis of cogeneration plant based on refurbished internal combustion engine. In: *Proceeding of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture*, 2010. Issue 2010-6(86): Engineering systems and technogenic security, p. 108–116. ISSN 1814-3296. (in Russian)
7. Shargut, Ya.; Petela, R. Exergy. Moscow: Energy, 1968. 278 p. (in Russian)
8. Delebarre, A.; Letizia, L.; Ocone, R. Rodial solid flore destrebuton in circulating fluidisid beds. Eccef-1, 1996. 16 p.
9. Sazhin, B. S.; Bulekov, A. P.; Sazhin, V. B. Exergy analysis of full-scale operation. Monograph. Moscow: [s. n.], 2000. 297 p. (in Russian)

**Дмитроченкова Елла Ігорівна** – к.т.н., доцент; кафедра теплотехніки, теплогазопостачання та вентиляції Донбаської національної академії будівництва і архітектури. Наукові інтереси: підвищення ефективності систем теплопостачання за рахунок використання когенераційних технологій

**Дмитроченкова Элла Игоревна** – к.т.н., доцент; кафедра теплотехники, теплогазоснабжения и вентиляции Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Научные интересы: повышение эффективности систем теплоснабжения за счет использования когенерационных технологий.

**Ella Dmitrochenkova** – PhD (Eng.), Associate Professor, Heat Engineering, Heat and Gas Supply and Ventilation Department, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture. Research interests: increase of efficiency of the systems of heat supply due to the use of cogeneration technologies.