

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

УДК 621.4

Ю.И. Оксень, канд. техн. наук, Е.П. Трофимова, В.П. Писарев

(Украина, Днепр, НТУ «Днепровская политехника»)

И.Л. Дякун, канд. техн. наук

(Украина, Днепр, Институт геотехнической механики НАН Украины)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ВТОРИЧНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК В ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ

Аннотация. Разработана схема утилизации вторичной теплоты газопоршневых установок путем преобразования ее в электрическую энергию с помощью двухконтурной теплосиловой установки с различными рабочими веществами в контурах. Разработаны метод и алгоритм расчета максимально эффективного теплового режима установки в условиях заданных ограничений на температурные напоры в теплообменных аппаратах. На основе математического моделирования тепловых режимов установлено, что в условиях газопоршневой установки JMS-620 можно утилизировать до 3800 кВт тепловой мощности и выработать при этом до 500 кВт электрической мощности. КПД по преобразованию вторичной теплоты в электроэнергию достигает 13,0%, что приводит к повышению общего КПД газопоршневой установки по выработке электроэнергии с 42,9 до 50,0%.

Ключевые слова: газопоршневая установка, утилизация вторичного тепла, выработка электроэнергии, теплосиловая установка, моделирование максимально эффективных тепловых режимов

Анотація. Розроблено схему утилізації вторинної теплоти газопоршневих установок шляхом перетворення її на електричну енергію за допомогою двоконтурної теплосилової установки з різними робочими речовинами в контурах. Розроблено метод і алгоритм розрахунку максимально ефективного теплового режиму установки в умовах заданих обмежень на температурні напори в теплообмінних апаратах. На основі математичного моделювання теплових режимів встановлено, що в умовах газопоршневой установки JMS 620 можна утилізувати до 3800 кВт теплової потужності і виробити при цьому до 500 кВт електричної потужності. ККД з перетворення вторинної теплоти на електроенергію сягає 13,0%, що призводить до підвищення загального ККД газопоршневой установки з вироблення електроенергії з 42,9 до 50,0%.

Ключові слова: газопоршневі установки, утилізація вторинного тепла, теплосилова установка, вироблення електроенергії, моделювання максимально ефективних теплових режимів

Abstract. A scheme has been developed for utilization of secondary heat of gas engine by converting it into electrical energy using a two-circuit thermal power installation with various working substances in the circuits. A method and an algorithm for calculating the most efficient thermal regime of the installation under the conditions of specified limitations on temperature pressures in heat exchangers have been developed. On the basis of mathematical modeling of thermal conditions, it was found that under the conditions of the gas engine JMS 620 it is possible to utilize up to 3,800 kW of thermal power and generate up to 500 kW of electrical power. The efficiency of conversion of secondary heat into electricity reaches 13.0%, which leads to an increase in the overall efficiency of the gas engine for generating electricity from 42.9 to 50.0%.

Keywords: gas engine, recycling of secondary heat, thermal power installation, power generation, modeling of the most efficient thermal conditions

Постановка задачи исследования.

В последние годы на угольных шахтах Украины в качестве способа утилизации метана, добываемого дегазационными системами, начинает применяться сжигание его в газопоршневых установках (ГПУ) [1]. Эти установки являются когенерационными и вырабатывают электрическую энергию и теплоту. На практике, однако, возникают случаи, когда в связи с удаленностью тепловых потребителей вырабатываемая вторичная теплота сбрасывается в окружающую среду. Повысить эффективность ГПУ в этих случаях можно путем преобразования сбрасываемой теплоты в дополнительную электрическую энергию с помощью теплосиловых установок (ТСУ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). В работе [2] предложена одна из возможных схем такого преобразования, однако ее эффективность, как следует из приведенных данных, невысока (КПД по выработке электроэнергии не превышает 10 %).

Целью данного исследования является совершенствование и повышение эффективности преобразования вторичного тепла ГПУ в электрическую энергию.

Методика и результаты исследования. Анализ схемы ТСУ, рассмотренной в работе [2], показал, что ее невысокая эффективность обусловлена, в основном, значительными потерями эксергии вторичной теплоты при передаче ее от выхлопных газов к воде системы охлаждения двигателя, которая имеет значительно более низкую температуру (110 °С), чем выхлопные газы (420 °С). Эти потери могут быть существенно снижены, если теплоту от выхлопных газов передать непосредственно рабочему телу, циркулирующему в отдельном контуре ТСУ. Схема утилизации вторичной теплоты ГПУ путем преобразования ее в электрическую энергию с помощью двухконтурной ТСУ приведена на рис. 1.

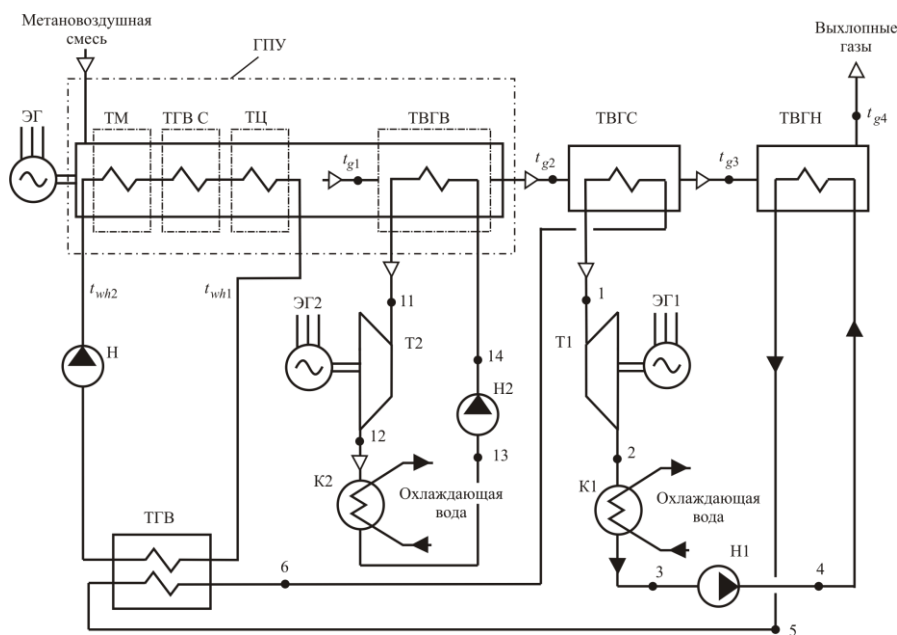


Рис. 1. Схема утилизации вторичной теплоты ГПУ на основе двухконтурной ТСУ:

ГПУ – газопоршневая установка; ТМ – теплообменник масла; ТГВС – теплообменник газовой смеси; ТЦ – теплообменник цилиндров; ТВГВ, ТВГС и ТВГН – теплообменники выхлопных газов: высоко-, средне- и низкотемпературный; ТГВ – теплообменник горячей воды; Т1, Т2 – турбины; ЭГ, ЭГ1, ЭГ2 – электрогенераторы; К1, К2 – конденсаторы; Н, Н1, Н2 - насосы

В приведенной схеме можно выделить низкотемпературный контур 1-2-3-4-5-6-1 и высокотемпературный 11-12-13-14-11. В высокотемпературном контуре осуществляется преобразование высокопотенциальной теплоты выхлопных газов, а в низкотемпературном – низкопотенциальной теплоты горячей воды системы охлаждения двигателя и остаточной теплоты выхлопных газов в работу. Каждый контур представляет собой, по сути, ТСУ, работающую по циклу Ренкина. При этом теплота конденсации рабочих тел контуров передается в конденсаторах К1 и К2 охлаждающей воде и далее отводится в окружающую среду.

Термодинамические циклы изменения состояния рабочих веществ в контурах приведены на рис. 2 в T, s – координатах (T – температура, s – энтропия).

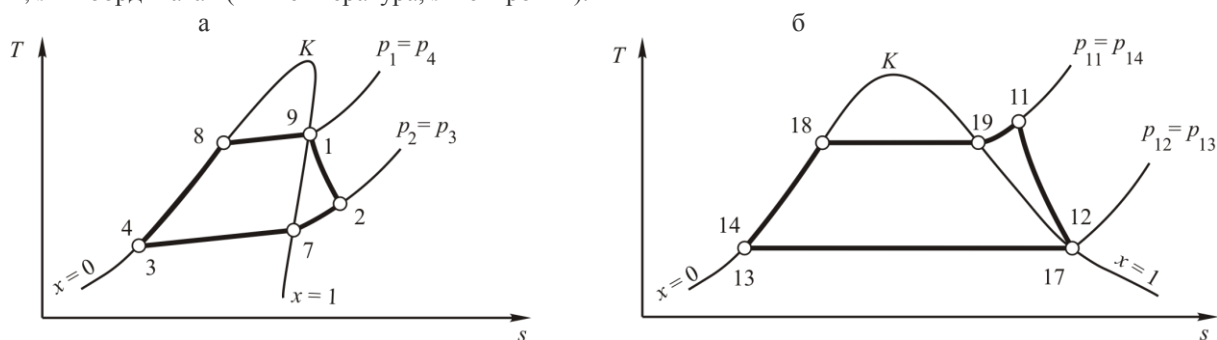


Рис. 2. Термодинамические циклы изменения состояния рабочих тел в низкотемпературном (а) и высокотемпературном (б) контурах

Номера характерных точек циклов соответствуют номерам точек, указанным на схеме ТСУ (см. рис. 1).

Для высокотемпературного контура цикл изображен для случая применения в качестве рабочего тела веществ, для которых $(\partial T/\partial s)_{x=1} < 0$ и которые изобарно кипят и конденсируются при постоянной температуре (водяной пар).

Для низкотемпературного контура цикл изображен для смесового рабочего тела типа бутан-пентановой смеси, для которого $(\partial T/\partial s)_{x=1} > 0$ и которое изобарно кипит и конденсируется при переменной температуре.

В данном анализе в качестве рабочего вещества высокотемпературного контура принята вода, а низкотемпературного – смесь бутана и пентана, 85% и 15% по массе соответственно. Процессы нагрева и парообразования рабочих тел 4-8-9-1, 14-18-19-11, а также процессы их охлаждения и конденсации 2-7-3 и 12-17-13 на рис. 2 изображены как изобарные.

Возможность повышения энергетической эффективности двигательных циклов и увеличения выработки электрической энергии ограничивается температурой горячего и холодного источников теплоты. Максимальная эффективность будет иметь место тогда, когда температура рабочего тела будет отличаться от температур этих источников на бесконечно малую величину. Однако для передачи теплоты в этих случаях потребуются бесконечно большая поверхность теплообмена теплообменных аппаратов, поэтому реализовать такие циклы практически невозможно. Условием практической реализации циклов является отличие температуры рабочего тела от температур греющих и охлаждающих сред на конечную величину. Это условие будет выполнено, если температурные напоры на концах теплообменных аппаратов и в сечениях, в которых начинается кипение нагреваемой среды или конденсация охлаждаемой среды, будут больше некоторых минимальных, т. е. если в каждом j -м характерном сечении

$$\Delta t_j \geq \Delta t_{j \min} \quad (1)$$

где Δt_j and $\Delta t_{j \min}$ – элементы множеств фактических $\Delta t_j \in T$ и минимальных граничных $\Delta t_{j \min} \in T_{\min}$ температурных напоров в характерных сечениях теплообменных аппаратов, °С.

$$T = \{\Delta t_{g1}, \Delta t_{g2}, \Delta t_{g3}, \Delta t_{g4}, \Delta t_{wh2}, \Delta t_{cr}, \Delta t_{cr1}, \Delta t_{wc1}, \Delta t_{cr7}\}, \quad (2)$$

$$T_{\min} = \{\Delta t_{g1 \min}, \Delta t_{g2 \min}, \Delta t_{g3 \min}, \Delta t_{g4 \min}, \Delta t_{wh \min}, \Delta t_{cr \min}, \Delta t_{cr1 \min}, \Delta t_{wc \min}, \Delta t_{cr7 \min}\}, \quad (3)$$

$$\Delta t_{g1} = t_{g1} - t_{11}, \quad (4)$$

$$\Delta t_{g2} = t_{g2} - t_1, \quad (5)$$

$$\Delta t_{g3} = t_{g3} - t_6, \quad (6)$$

$$\Delta t_{g4} = t_{g4} - t_4, \quad (7)$$

$$\Delta t_{wh2} = t_{wh2} - t_5, \quad (8)$$

$$\Delta t_{cr} = t_{cr} - t_8, \quad (9)$$

$$\Delta t_{cr1} = t_{cr1} - t_{18}, \quad (10)$$

$$\Delta t_{wc1} = t_3 - t_{wc1}, \quad (11)$$

$$\Delta t_{cr7} = t_7 - t_{cr7}, \quad (12)$$

где $t_1, t_3, t_4, t_5, t_7, t_8, t_{10}, t_{11}, t_{17}, t_{18}$ – температура рабочих веществ в характерных точках циклов; t_{g1}, t_{g2}, t_{g3} и t_{g4} – температура выхлопных газов на входе и выходе теплообменников ТВГВ, ТВГС и ТВГН (см. рис. 1); t_{cr} – температура греющей среды в сечении теплообменного аппарата, в котором начинается кипение НРТ низкотемпературного контура, t_{cr1} – температура выхлопных газов в сечении теплообменника ТВГВ, в котором начинается кипение рабочего вещества высокотемпературного контура; t_{wh2} – температура горячей воды системы охлаждения двигателя на выходе теплообменника ТГВ; t_{cr7} – температура охлаждающей воды в сечении конденсатора К1, в котором начинается конденсация НРТ; t_{wc1} – температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы К1 и К2.

Соотношение между температурами греющих и нагреваемых сред при движении вдоль поверхности теплообмена F в теплообменных аппаратах ТВГВ, ТВГС, ТВГН и ТГВ показано на рис. 3.

При известном составе выхлопных газов, их массовом расходе m_g , температуре на входе в теплообменник ТВГВ t_{g1} , тепловой мощности теплообменника ТГВ Q_{wh} , температуре горячей воды на его входе t_{wh1} и выходе t_{wh2} расчет сводится к определению таких значений температур выхлопных газов t_{g2}, t_{g3} и

t_{g4} , при которых в условиях ограничений (1) вырабатываемая электрическая мощность будет максимальной

$$N_{el} = f(t_{g2}, t_{g3}, t_{g4}) \rightarrow \max. \quad (13)$$

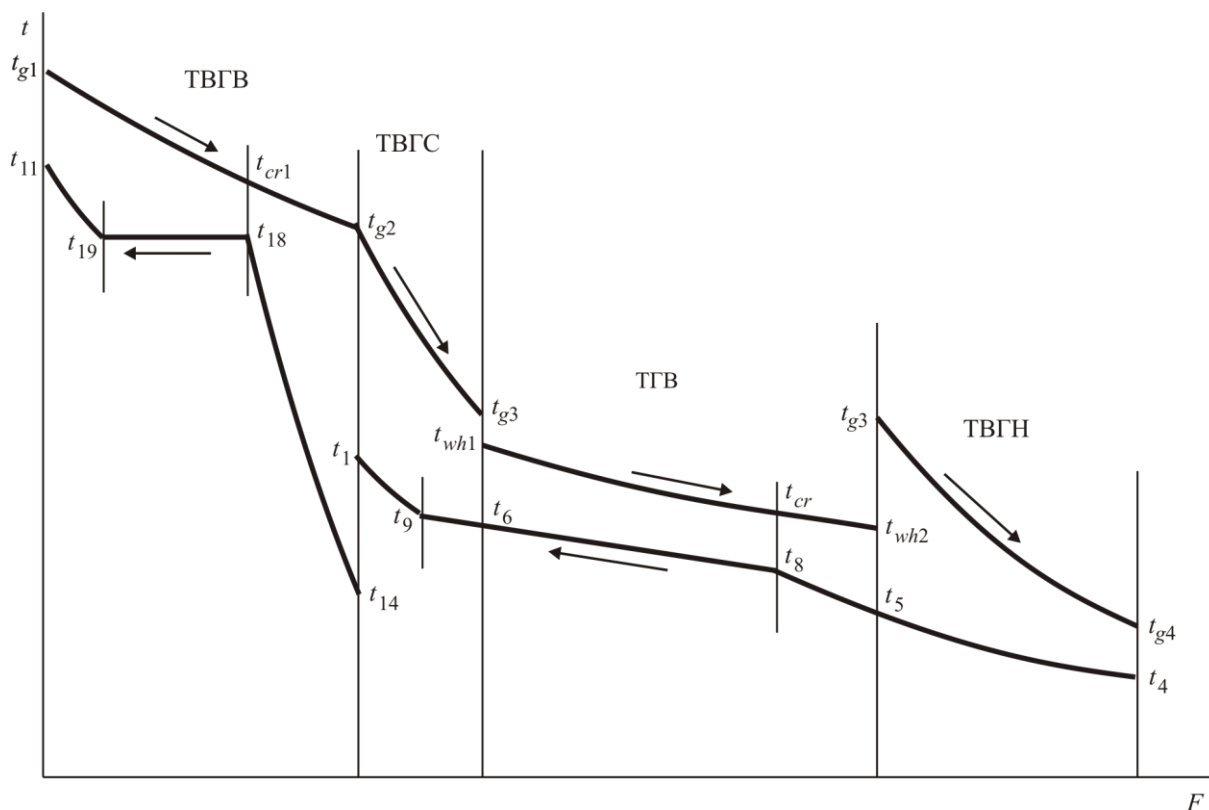


Рис. 3. Изменение температур сред в теплообменных аппаратах двухконтурной ТСУ

Расчет осуществляется методом последовательных приближений. Вектор искомых параметров t_{g2} , t_{g3} , t_{g4} на каждой расчетной итерации формируется алгоритмом метода поиска оптимального решения, в качестве которого принят метод комплексов [3, 4].

Для сформированного вектора t_{g2} , t_{g3} и t_{g4} производится расчет параметров термодинамических циклов и теплового режима контуров ТСУ. Неизвестные параметры в характерных точках циклов определяются в результате совместного решения уравнений термодинамических процессов в элементах ТСУ, уравнений состояния рабочих тел и уравнений материального и энергетического баланса отдельных элементов, а также контуров и ТСУ в целом. После проверки на соответствие рассчитанного теплового режима системе ограничений (1) в направлении улучшения решения задачи формируется новый вектор искомых параметров. Расчет повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность.

Моделирование тепловых режимов ТСУ произведено для условий утилизации вторичного тепла ГПУ JMS-620 фирмы GE Jenbacher при следующих исходных данных:

- температура выхлопных газов на входе в теплообменник ТВГВ $t_{g1} = 420,6$ °С;
- расход выхлопных газов, $m_g = 4,872$ кг/с;
- температура охлаждающей воды на входе и выходе теплообменника ТГВ $t_{wh1} = 88,6$ °С, $t_{wh2} = 70$ °С;
- тепловая мощность теплообменника ТГВ $Q_{wh} = 1358$ кВт;
- температура охлаждающей воды на входе и выходе конденсаторов К1 и К2 $t_{wc1} = 20$ °С, $t_{wc2} = 25$ °С;
- минимальный температурный напор в конденсаторах К1 и К2 $\Delta t_{wc \min} = 5$ °С.
- давление, температура и относительная влажность исходной метановоздушной смеси, $p_{ini} = 101,3$ кПа, $t_{ini} = 30$ °С, $\varphi_{ini} = 0,80$;
- давление выхлопных газов $p_g = 101,3$ кПа;
- коэффициент избытка воздуха в исходной метановоздушной смеси $\alpha = 1,9$;
- изэнтропные КПД турбин и насосов $\eta_{st} = 0,7$; $\eta_{sp} = 0,7$;
- механический КПД турбин и насосов $\eta_{mech} = 0,97$;
- КПД электрогенераторов и электродвигателей $\eta_{el} = 0,95$.

Энергобережения та енергоефективність

С целью упрощения анализа результатов моделирования минимальные температурные напоры были приняты одинаковыми во всех теплообменниках выхлопных газов $\Delta t_{g1\min} = \Delta t_{g2\min} = \Delta t_{g3\min} = \Delta t_{g4\min} = \Delta t_{g\min}$. Значения $\Delta t_{g\min}$ варьировались в диапазоне от 4,5 до 45 °С, а минимальных температурных напоров в теплообменнике горячей воды Δt_{\min} в диапазоне от 1,5 до 15 °С при соотношении $\Delta t_{g\min} / \Delta t_{\min} = 3,0$.

Результаты расчета параметров состояния рабочих тел в характерных точках циклов для режима, соответствующего $\Delta t_{\min} = 1,5$ °С, приведены в табл. 1. Температура выхлопных газов в этом режиме $t_{g2} = 132,8$ °С, $t_{g3} = 76,3$ °С и $t_{g4} = 43,5$ °С.

Таблица 1 - Результаты расчета теплового режима ТСУ при $\Delta t_{\min} = 1,5$ °С

| Точка | Температура °С | Давление кПа | Энтальпия кДж/кг | Энтропия кДж/(кг·К) | Плотность кг/м ³ | Степень сухости |
|-------|----------------|--------------|------------------|---------------------|-----------------------------|-----------------|
| 1 | 72,73 | 716,2 | 648,5 | 2,34 | 17,68 | 1,000 |
| 2 | 45,36 | 221,4 | 614,9 | 2,39 | 5,31 | - |
| 3 | 25,00 | 221,4 | 216,9 | 1,07 | 579,60 | 0,000 |
| 4 | 25,36 | 716,2 | 218,1 | 1,07 | 580,02 | - |
| 5 | 68,06 | 716,2 | 326,8 | 1,41 | 526,11 | - |
| 6 | 71,58 | 716,2 | 590,0 | 2,17 | 21,42 | 0,817 |
| 7 | 30,02 | 221,4 | 586,8 | 2,30 | 5,65 | 1,000 |
| 8 | 68,60 | 716,2 | 328,3 | 1,41 | 525,34 | 0,000 |
| 9 | 72,73 | 716,2 | 648,5 | 2,34 | 17,68 | 1,000 |
| 11 | 415,99 | 1260,2 | 3294,7 | 7,41 | 4,02 | - |
| 12 | 30,00 | 4,2 | 2555,3 | 8,45 | 0,03 | 1,000 |
| 13 | 30,00 | 4,2 | 125,7 | 0,44 | 995,61 | 0,000 |
| 14 | 30,16 | 1260,2 | 127,5 | 0,44 | 996,12 | - |
| 17 | 30,00 | 4,2 | 2555,5 | 8,45 | 0,03 | 1,000 |
| 18 | 190,18 | 1260,2 | 808,2 | 2,24 | 875,87 | 0,000 |
| 19 | 190,18 | 1260,2 | 2785,4 | 6,50 | 6,42 | 1,000 |

На рис. 4 и 5 построены графики, показывающие влияние ограничений по температурным напорам на общую утилизируемую тепловую мощность Q_{ut} , тепловые мощности теплообменников выхлопных газов Q_{g1} , Q_{g2} , Q_{g3} , общую вырабатываемую электрическую мощность N_{el} , и электрическую мощность, вырабатываемую в низко- N_{el1} и высокотемпературном N_{el2} контурах ТСУ.

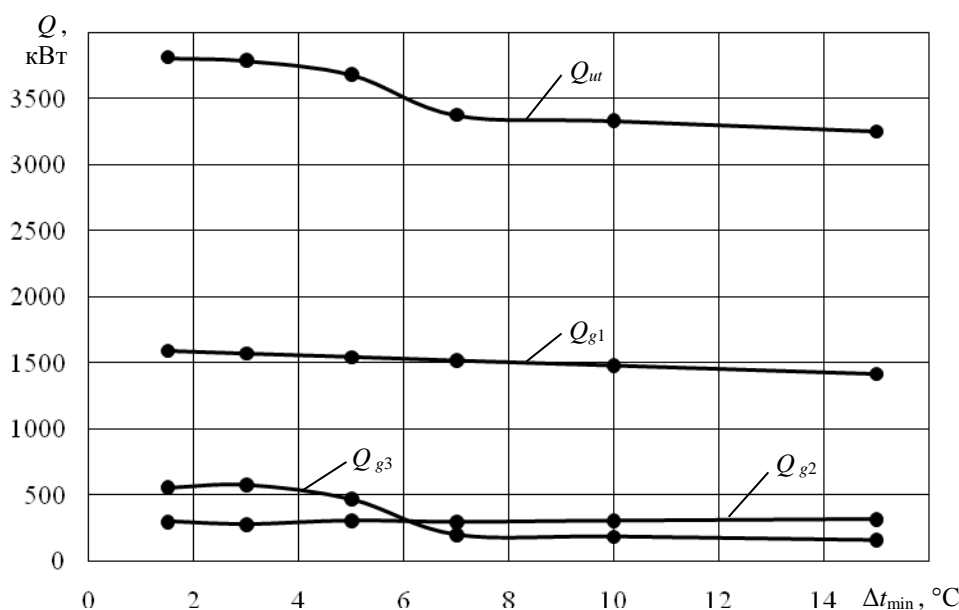


Рис. 4. Влияние температурных напоров в теплообменных аппаратах на их тепловую мощность и на общую утилизируемую тепловую мощность

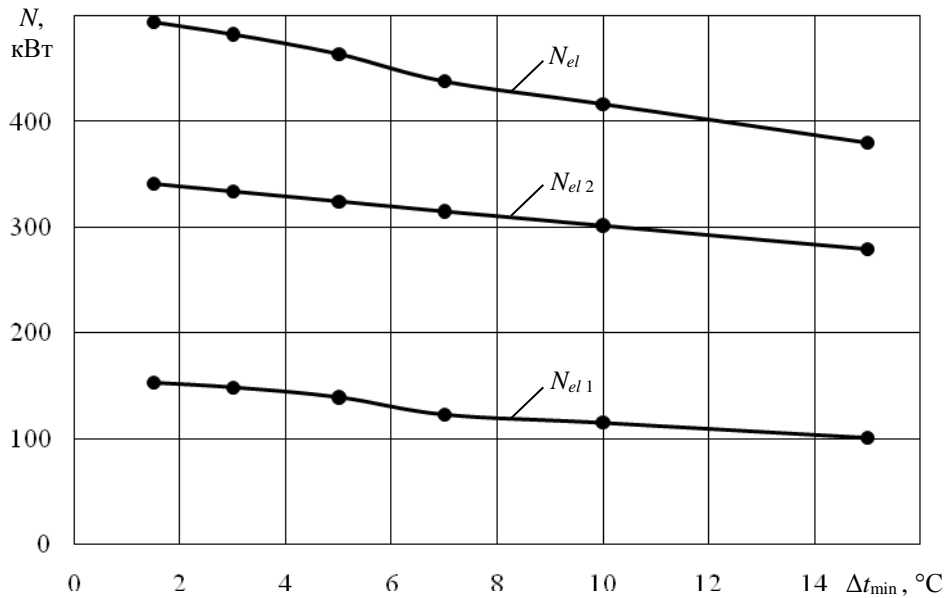


Рис. 5. Влияние температурных напоров в теплообменных аппаратах на электрическую мощность, вырабатываемую в низкотемпературном N_{el1} , высокотемпературном N_{el2} контурах и ТСУ в целом N_{el}

Анализ данных, приведенных на рисунках, показывает, что:

- с уменьшением температурных напоров в теплообменных аппаратах возрастает не только вырабатываемая электрическая мощность, но и утилизируемая тепловая, причем возрастание тепловой мощности обуславливается, главным образом, утилизацией низкопотенциальной теплоты выхлопных газов в теплообменнике ТВГН;

- вклад высокотемпературного контура ТСУ в общую выработку электрической энергии в 2,5 – 3,0 раза больше, чем низкотемпературного контура;

- из утилизированной тепловой мощности до 3800 кВт ТСУ позволяет выработать до 500 кВт электрической мощности.

По сравнению с рассмотренной в работе [2] одноконтурной ТСУ данная двухконтурная позволяет из утилизированной теплоты выработать электроэнергию в 1,9 раза больше. Ее КПД по преобразованию вторичной теплоты в электроэнергию достигает 13,0%, что приводит к повышению общего КПД ГПУ по выработке электроэнергии с 42,9 до 50,0%.

Выводы. Разработана схема утилизации вторичной теплоты газопоршневых установок путем преобразования ее в электрическую энергию с помощью двухконтурной теплосиловой установки с различными рабочими веществами в контурах. Разработаны метод и алгоритм расчета максимально эффективного теплового режима установки в условиях заданных ограничений на температурные напоры в теплообменных аппаратах. На основе математического моделирования тепловых режимов установлено, что в условиях газопоршневой установки JMS-620 можно утилизировать до 3800 кВт тепловой мощности и получить из нее до 500 кВт электрической мощности. КПД по преобразованию вторичной теплоты в электроэнергию достигает 13,0%, что приводит к повышению общего КПД газопоршневой установки по выработке электроэнергии с 42,9 до 50,0%. Результаты моделирования свидетельствуют о перспективности практической реализации предложенного технического решения.

Список использованных источников

1. Федоров, С.Д. Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. А.Ф. Засядько / С.Д. Федоров, С.В. Облакевич, О.П. Радюк // Промелектро. – 2006. – № 5. – С. 35-39.
2. Оксень, Ю.И. Исследование эффективности использования вторичного тепла газопоршневых установок для выработки электроэнергии / Ю.И. Оксень, М.В. Радюк // Геотехнічна механіка : Межвід. зб. наук. праць. – 2009. – Вип. 81. – С. 200-207.
3. Банди, Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди. – М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.
4. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М. : Мир, 1986. – Т. 1. – 349 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Самусею В.І.