

Семёнов Алексей Сергеевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
магистрант кафедры энергетики теплотехнологий и газоснабжения,
e-mail: tevp@tvp.ispu.ru
Semenov Aleksei Sergeevich,
Ivanovo State Power Engineering University,
Master Program Student of the Thermal Technologies and Gas Supply Department,
e-mail: tevp@tvp.ispu.ru

УДК 662.61

Оценка эффективности энергогенерирующей станции, утилизирующей вторичную и низкопотенциальную теплоту в условиях угольных шахт, методом термодинамического анализа

А.Б. Бирюков, В.В. Варакута, П.А. Гнитиев
ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, Украина
E-mail: birukov.ttf@gmail.com, varakutaviktor@ukr.net, gnitiev.pavel@gmail.com

Авторское резюме

Состояние вопроса: Одним из путей утилизации вторичной и низкопотенциальной теплоты является создание энергогенерирующих станций, использующих паротурбинные установки с низкокипящим рабочим телом. Известна экспериментальная паротурбинная установка, в которой в качестве нагревателя и холодильника выступает вода с температурой 90 и 12 °С соответственно. КПД данной установки в таких условиях составляет 16 %. Эффективность работы энергогенерирующих станций, использующих вторичную и низкопотенциальную теплоту, зависит от состава используемого оборудования и температурных потенциалов нагревателя и холодильника. В связи с этим актуальной является оценка эффективности энергогенерирующей станции, утилизирующей вторичную и низкопотенциальную теплоту в условиях угольных шахт.

Материалы и методы: Исследование выполнено для четырех схем на базе тепловых машин, реализующих прямой и обратный циклы: паротурбинная установка; паротурбинная установка и холодильная машина; паротурбинная установка и тепловой насос; паротурбинная установка в комплексе с тепловым насосом и холодильной машиной. Сравнительная оценка предельно возможной эффективности выполнена при помощи метода термодинамического анализа для идеального цикла Карно, реализуемого в условиях реально имеющегося перепада температур между нагревателем и холодильником.

Результаты: Рассмотрены четыре схемы, реализующие прямой и обратный циклы, охватывающие все возможные комбинации машин прямого и обратного действия. Установлено, что термический КПД одинаков для схем на базе паротурбинной установки и паротурбинной установки с холодильной машиной и он больше КПД других схем. Впервые для условий угольных шахт рассчитаны усредненные и пиковые значения термодинамического КПД и удельного количества вторичной и низкопотенциальной теплоты для наиболее экономичных схем при использовании нерегулируемых и регулируемых параметров низкокипящего рабочего тела.

Выводы: Достоверность результатов базируется на использовании фундаментальных положений технической термодинамики. На основании анализа полученных результатов обоснована целесообразность использования схем с регулируемыми параметрами низкокипящего рабочего тела за счет применения в схеме тепломашинной установки обратного цикла и других устройств регулирования.

Ключевые слова: энергогенерирующая станция, тепломашинная установка, паротурбинная установка, тепловой насос, холодильная машина, термодинамический цикл, низкокипящее рабочее тело, суточные и сезонные колебания температур, энергетические характеристики.

Estimation of efficiency of the power generating station using secondary and low-grade heat in conditions of coal mines by the thermodynamic analysis method

A.B. Biryukov, V.V. Varakuta, P.A. Gnitiev
Donetsk National Technical University, Donetsk, Ukraine
E-mail: birukov.ttf@gmail.com, varakutaviktor@ukr.net, gnitiev.pavel@gmail.com

Abstract

Background: One of the ways to utilize secondary and low-grade heat (SLH) is to create power-generating stations using steam-turbines with low-boiling working fluid (LWF). There is an experimental steam-turbine which uses water heated to 90 °C and 12 °C as a heater and a refrigerator, respectively. Its efficiency in such conditions is 16 %. The efficiency of power-generating stations using SLH depends on the equipment composition and heater and refrigerator tem-

perature potentials. All this makes it necessary to determine the efficiency of the power-generating plant utilizing SLH in coal mine conditions.

Materials and Methods: Four schemes using heat machines realizing direct and reverse cycles are considered: a steam-turbine plant; a steam-turbine plant and a refrigerating machine; a steam-turbine plant and a heat pump; a steam-turbine plant with a heat pump and a refrigeration machine. The comparative evaluation of the maximum possible efficiency is carried out by the method of thermodynamic analysis for the ideal Carnot cycle realized in conditions of the real temperature difference between the heater and the refrigerator.

Results: We have analyzed four schemes realizing direct and reverse cycles for all possible combinations of direct and reverse action machines. It has been established that the thermal efficiency is the same for the schemes with a steam-turbine plant and with a steam-turbine plant and a refrigeration machine, and it is greater than in the other schemes. For the first time, we have calculated the averaged and peak values of thermodynamic efficiency and specific amount of SLH in coal mine conditions for the most cost-effective schemes using non-adjustable and adjustable LWF parameters.

Conclusions: The results reliability is proved by the fundamental provisions of engineering thermodynamics. We have analyzed the obtained results and confirmed that it is reasonable to use the schemes with adjustable LWF parameters using a reverse cycle heat machine and other control devices.

Key words: power generating station, heat and power plant, steam turbine plant, heat pump, refrigerating machine, thermodynamic cycle, low-boiling working fluid, diurnal and seasonal temperature variations, energy characteristics.

DOI: 10.17588/2072-2672.2018.2.012-020

Введение. С развитием технологий современное общество становится все более и более энергозависимым. В 2002 году в развитых странах в расчете на одного жителя приходилось более 10 кВт·ч в сутки энергии всех видов, к 2030 году прогнозируется увеличение этого показателя в два раза. Хорошо просматривается перспектива доминирующего производства электроэнергии на тепловых электростанциях, сжигающих органическое топливо. При этом непомерная экологическая нагрузка на природу, связанная с выбросами вредных веществ, тепловыми выбросами вторичной и низкопотенциальной теплоты (ВНТ) энергогенерирующих предприятий, не используемой в хозяйственной деятельности, и отдаленная перспектива исчерпания природных ресурсов ископаемых топлив заставляют искать альтернативные пути энергогенерации. Одним из таких путей может быть использование ВНТ как техногенного, так и природного характера посредством энергогенерирующей станции на базе тепловых машин (ТМ): тепловых насосов (ТН), холодильных машин (ХМ), паротурбинных установок (ПТУ) и других с низкокипящим рабочим телом (НРТ).

Состояние вопроса. Известна геотермальная электростанция бинарного цикла [1] (рис 1). Первый контур использует непосредственно геотермальный пар, а рабочим телом второго контура является НРТ (изобутан), испаряемое за счет отвода теплоты конденсации геотермального пара.

Разработаны проекты ТЭЦ, в которых решается задача повышения эффективности работы тепловой схемы, в замкнутом контуре которой используется низкокипя-

щее рабочее тело. Способ усовершенствования тепловой схемы – реализация второго каскада параллельно сетевой установке. В качестве НРТ второго каскада выбран фреон, который наиболее подходит по термодинамическим и экологическим показателям. Проведенные предварительные расчетные исследования показали, что за счет применения второго каскада электрическая мощность установки увеличивается почти вдвое [2].

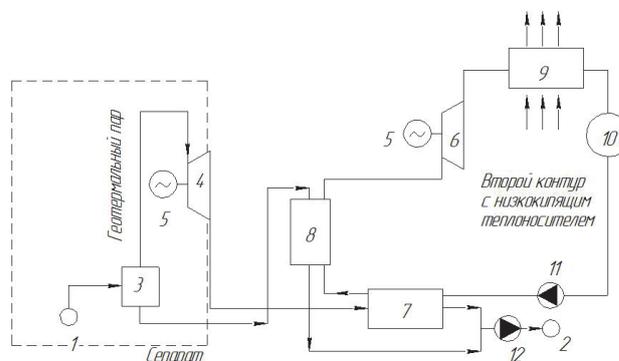


Рис. 1. Тепловая схема геотермальной электростанции бинарного цикла: 1 – добычная скважина; 2 – нагнетательная скважина; 3 – сепаратор; 4 – паровая турбина; 5 – генератор; 6 – турбина на низкокипящем рабочем агенте; 7 – конденсатор-испаритель; 8 – пароперегреватель; 9 – воздушный конденсатор; 10 – ресивер; 11 – циркуляционный насос; 12 – нагнетательный насос

Известен проект ТЭЦ, в котором способ получения электроэнергии предполагает реализацию прямого и обратного циклов. В рамках прямого цикла жидкое рабочее тело сжимают, затем нагревают и испаряют; образовавшиеся пары расширяются в турбине с выработкой электроэнергии и конденсируются после турбины. В рамках обратного цикла хладагент сжимают в компрессоре,

охлаждают после компрессора с передачей теплоты рабочему телу и расширением в детандере с получением внешней работы; конденсацию рабочего тела проводят при температуре, меньшей, чем температура окружающей среды. Температуру хладагента перед сжатием в компрессоре снижают ниже температуры окружающей среды путем рекуперативного теплообмена. Хладагент в детандере охлаждают до температуры ниже температуры конденсации рабочего тела и подают его в конденсатор, где используют в качестве теплоприемника, а рабочее тело перед турбиной дополнительно нагревают с применением низкопотенциального теплового источника [3].

Проведены исследования перспективы использования ПТУ с НРТ в качестве потребителей ВНТ [4]. Известна экспериментальная ПТУ, в которой рабочим телом является хладагент R-22, горячий источник – вода, нагреваемая до +90 °С, холодный источник – холодная водопроводная вода с температурой +12 °С (температурный напор 78 °С), для ее работы был взят цикл Ренкина. Проведенный термодинамический анализ результатов экспериментов выявил КПД установки в районе 16 %. Построен цикл установки и произведен его термодинамический анализ. Разработаны методики испытания и алгоритм расчета подобных установок [4].

Известно устройство, использующее для производства электрической и тепловой энергии механическую и низкопотенциальную тепловую энергию водных масс, а также тепловые потери, возникающие при электрогенерации. В данном устройстве система охлаждения электрогенератора (СОЭ) термодинамически связана с испарителем теплового насоса, что приводит к утилизации тепловых потерь электрогенератора и повышению коэффициента первичной энергии (КПЭ) устройства [5].

Теория и конструкции ТН и ХМ совершенствуются более ста пятидесяти лет. По прогнозам Мирового Энергетического комитета (МИРЭК), к 2020 г. в развитых странах мира теплоснабжение будет осуществляться с помощью ТН [6]. Современные ХМ предназначены для получения искусственного холода в широком диапазоне температур, который используется в технологических процессах пищевой, химической, металлургической, горной, нефтяной, газовой и медицинской промышленности. Холодильные установки широко применя-

ют в строительстве, для комфортного и технологического кондиционирования воздуха, на транспорте, в опреснительных устройствах [7]. Поэтому термодинамические циклы ТН, ХМ и ПТУ достаточно хорошо исследованы. Однако внедрение установок, использующих бросовое тепло (менее 100 °С), с переменным успехом осуществляется лишь последние 5–10 лет. Анализ зарубежных источников показывает, что большая часть работ по исследованию и проектированию ПТУ с НРТ закрыта по причине конкурентных интересов компаний, занимающихся их внедрением [4].

В связи с изложенным выше возникает потребность анализа, расчета и проектирования энергогенерирующих систем на основе ТМ использующих ВНТ. Эффективность работы таких станций напрямую зависит от состава используемого оборудования и температурных потенциалов нагревателя и холодильника. Таким образом, данный вопрос требует отдельного рассмотрения для каждого класса технологических и природных объектов.

В связи с этим необходимо провести выбор и анализ термодинамической схемы энергогенерирующей станции на базе ТМ с НРТ в качестве потребителя ВНТ угольной шахты и определение ее возможных энергетических характеристик.

Методы исследования. Для функционирования тепловой машины необходимы источник теплоты с более высоким температурным уровнем (нагреватель) и источник тепла с более низким температурным уровнем (холодильник). В нашем случае нагревателем является теплоноситель (вода), поступающий в интегральный теплообменник (ИТ) от источников ВНТ шахты.

Как отмечено в [4], КПД одноконтурной ПТУ с хладагентом R-22 в качестве НРТ составляет всего 16 %, при температурном напоре 78 °С и верхнем пределе температуры +90 °С, что является достаточно высоким показателем для подобного рода установок. Сравнительно низкая эффективность электрогенерации на базе ПТУ на НРТ объясняется малым перегревом рабочего тела, так как КПД ПТУ в цикле Ренкина напрямую зависит от степени перегрева пара. Вместе с тем известно, что при малой разности между температурами испарения и конденсации рабочего тела ТН и ХМ коэффициент преобразования (КОП) и холодильный коэффициент (ε), соответственно, могут быть выше двух десятков единиц. Поэтому рас-

смотрим несколько возможных термодинамических схем энергогенерирующей станции на базе ТМ прямого (например, ПТУ) и обратного циклов (например, ТН и ХМ) с НРТ в качестве потребителя ВНТ (рис. 2–5). На рис. 2–5 представлены термодинамические схемы энергогенерирующей станции на базе тепловых машин прямого цикла и тепловых машин обратного цикла с низкокипящим рабочим телом в качестве потребителя вторичного и низкопотенциального тепла.

Для всех предлагаемых термодинамических схем аналитически определяются значения КПД из условия, согласно которому ТМ прямого цикла реализуют прямой цикл Карно, а ТМ обратного цикла – обратный цикл Карно. Естественно, что полученные выражения будут соответствовать максимально возможной эффективности рассматриваемых схем в условиях реальных температур нагревателя и холодильника.

Для схем, использующих ТН и ХМ в различных комбинациях, предполагается, что используются установки компрессионного типа, а энергия для их привода отбирается от вала ПТУ.

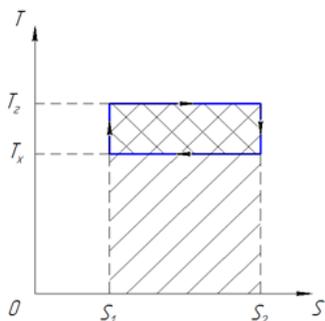
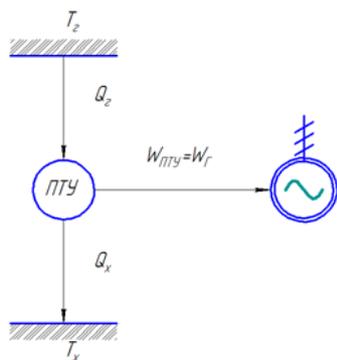


Рис. 2. Термодинамическая схема ПТУ с идеальным циклом Карно

Для термодинамической схемы ПТУ с идеальным циклом Карно (рис. 2):

$$W_{\text{пту}} = W_{\text{эгр}} = T_r - T_x \cdot S_2 - S_1 ;$$

$$Q_r = T_r \cdot S_2 - S_1 ;$$

$$\eta_{\text{тму}} = \frac{W_{\text{эгр}}}{Q_r} = \frac{T_r - T_x \cdot S_2 - S_1}{T_r \cdot S_2 - S_1} = \frac{T_r - T_x}{T_r},$$

где $W_{\text{пту}}$ – работа на валу ПТУ; $W_{\text{эгр}}$ – работа на входном валу электрогенератора; Q_r – количество ВНТ, необходимое для получения $W_{\text{эгр}}$; $\eta_{\text{тму}}$ – КПД тепломашинной установки на входном валу электрогенератора; T_r – температура испарения рабочего тела; T_x – температура конденсации рабочего тела; S_1 и S_2 – энтропия системы при адиабатном сжатии и расширении соответственно.

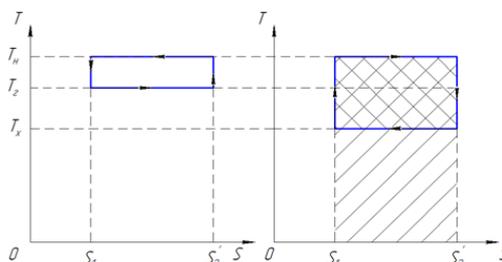
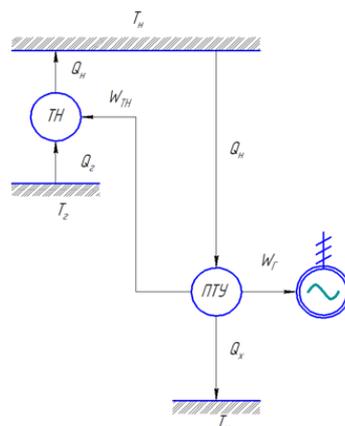


Рис. 3. Термодинамическая схема ПТУ+ТН с идеальным циклом Карно

Для термодинамической схемы ПТУ + ТН с идеальным циклом Карно (рис. 3):

$$W_{\text{пту}} = T_r - T_x \cdot S_2 - S_1 ;$$

$$W_{\text{эгр}} = T_r - T_x \cdot S_2 - S_1 - T_r - T_r \cdot S_2 - S_1 = \\ = T_r - T_x \cdot S_2 - S_1 ;$$

$$Q_r = T_r \cdot S_2 - S_1 ;$$

$$\eta_{\text{тму}} = \frac{W_{\text{эгр}}}{Q_r} = \frac{T_r - T_x \cdot S_2 - S_1}{T_r \cdot S_2 - S_1} = \frac{T_r - T_x}{T_r},$$

где Q_H – количество теплоты на выходе ТН; T_H – температура конденсации рабочего тела ТН; S_2'' – энтропия системы при адиабатном расширении.

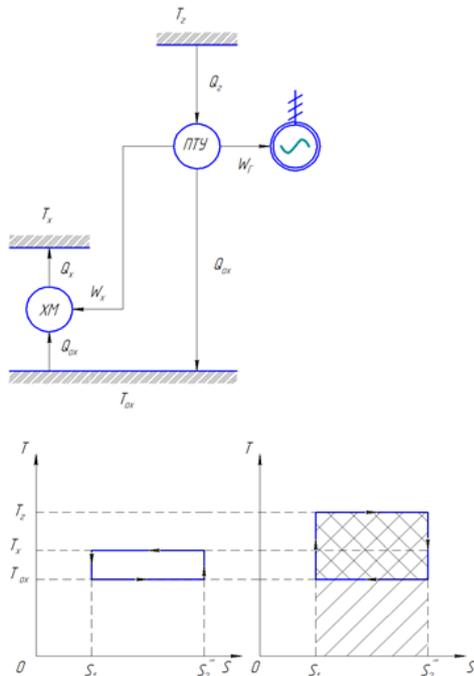


Рис. 4. Термодинамическая схема ПТУ+ХМ с идеальным циклом Карно

Для термодинамической схемы ПТУ + ХМ с идеальным циклом Карно (рис. 4):

$$W_{\text{ПТУ}} = T_r - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1;$$

$$W_{\text{ЭГ}} = T_r - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1 - T_x - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1 = T_r - T_x S_2'' - S_1;$$

$$Q_r = T_r S_2'' - S_1;$$

$$\eta_{\text{ТМУ}} = \frac{W_{\text{ЭГ}}}{Q_r} = \frac{T_r - T_x S_2'' - S_1}{T_r S_2'' - S_1} = \frac{T_r - T_x}{T_r};$$

где T_{ox} – температура испарения рабочего тела ХМ; S_2'' – энтропия системы при адиабатном расширении.

Для термодинамической схемы ПТУ + ХМ + ТН с идеальным циклом Карно (рис. 5):

$$W_{\text{ПТУ}} = T_H - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1;$$

$$W_{\text{ЭГ}} = T_H - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1 - T_x - T_{\text{ox}} S_2'' - S_1 - T_H - T_r S_2'' - S_1 = T_r - T_x S_2'' - S_1;$$

$$Q_H = T_H S_2'' - S_1;$$

$$\eta_{\text{ТМУ}} = \frac{W_{\text{ЭГ}}}{Q_H} = \frac{T_r - T_x S_2'' - S_1}{T_H S_2'' - S_1} = \frac{T_r - T_x}{T_H};$$

$$Q_r = \frac{W_{\text{ЭГ}}}{\eta_{\text{ТМУ}}},$$

где S_2'' – энтропия системы при адиабатном расширении.

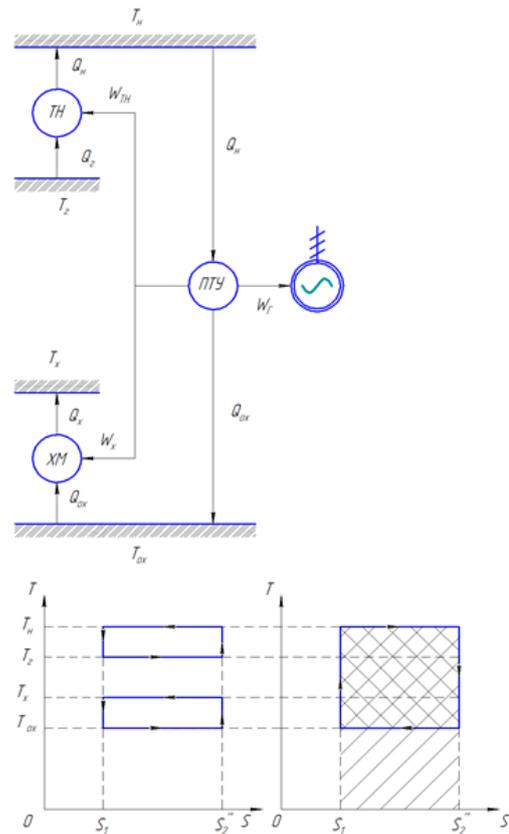


Рис. 5. Термодинамическая схема ПТУ+ТН+ХМ с идеальным циклом Карно

Результаты исследования. Анализ выражений для определения предельного КПД всех рассмотренных схем показывает, что, во-первых, для схем на рис. 2 и 4 выражения для КПД одинаковы, а значит, и сами эти величины имеют одинаковые значения. Аналогичную ситуацию имеем для схем 3 и 5. Во-вторых, можно сделать вывод, что КПД схем 2 и 4 будет иметь большие значения, поскольку $T_H > T_r$.

Поэтому в дальнейшем анализ основных энергетических характеристик проводится только для термодинамической схемы ПТУ (рис. 2).

Для количественных оценок использованы данные об изменении температуры ВНТ (нагревателя) и холодильника в течение суток и года. Температура ВНТ зависит от технологического цикла угледобычи,

индивидуального для каждого предприятия, и в течение суток колеблется от +30 до +40 °С. Условно принимаем, что в ремонтную смену (с 0 до 6 часов) температура нагревателя равна +30 °С, а в добычные смены (с 6 до 24 часов) – +40 °С (рис. 6). Холодильником могут служить породы на глубине от 30 до 100 м со средней температурой +12 °С и атмосферный воздух при его температуре ниже +12 °С.

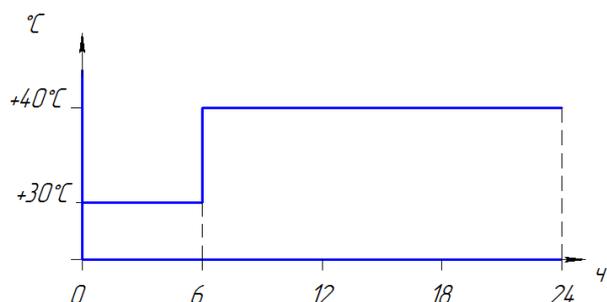


Рис. 6. Изменение температуры нагревателя в течение суток

Таким образом, годовой цикл работы энергогенерирующей станции можно разделить на два периода, весенне-летне-осенний, когда холодильником являются горные породы с практически постоянной температурой +12 °С, и осенне-зимне-весенний период, когда отвод тепла от ТМ осуществляется в атмосферу. Ввиду суточных и сезонных колебаний температур атмосферного воздуха, энергогенерирующая станция должна работать в условиях, когда температурный напор колеблется от 28 °С в летнее время до 65 °С зимой (при падении температуры воздуха до –25 °С), и при достаточно значительной мощности теплового потока. Изменение температур нагревателя представлено на рис. 6, а фрагмент годового графика с изменением температуры воздуха представлен на рис. 7.

Проведем аналитическое исследование изменения основных энергетических характеристик рассматриваемых термодинамических схем в зависимости от изменения температуры нагревателя и холодильника, опираясь на данные метеорологических измерений в г. Донецке за 2015 и 2016 год (рис. 7).

Для удобства анализа приведем основные энергетические характеристики всех термодинамических схем к единице получаемой полезной работы, поэтому принимаем $W_{\text{эГ}} = 1$ кВт·ч.



Рис. 7. Фрагмент суточных и сезонных колебаний температуры атмосферного воздуха (холодильника) в г. Донецке

Для того чтобы учесть необратимость рассматриваемых процессов, связанную с конечными температурными перепадами, принимаем минимальную температуру конденсации рабочего тела на 5 °С выше температуры холодильника, а температуру кипения на 5 °С ниже температуры нагревателя.

Определим основные энергетические характеристики для традиционной ПТУ с идеальным циклом Карно и постоянными параметрами НРТ. Для того чтобы такая установка могла функционировать, параметры НРТ должны соответствовать наиболее неблагоприятным температурным уровням (наиболее низкая температура нагревателя и наиболее высокая температура холодильника):

$$\eta_{\text{ТМУ}} = \frac{T_{\text{кип}} - T_{\text{конд}}}{T_{\text{кип}}} = \frac{298 - 290}{298} = 0,027;$$

$$Q_{\text{Г}} = \frac{1}{0,027} = 37,25 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $T_{\text{кип}} = 298 \text{ К}$ – температура кипения НРТ в испарителе ПТУ при нижнем пределе температуры нагревателя в ремонтную смену (+30 °С); $T_{\text{конд}} = 290 \text{ К}$ – температура конденсации НРТ в конденсаторе ПТУ при верхнем пределе температуры холодильника в весенне-летне-осенний период (+12 °С).

Полученный результат соответствует наихудшему с точки зрения термодинамической эффективности случаю, когда температура нагревателя минимальна, а холодильника максимальна. Однако при работе с нерегулируемыми параметрами НРТ приходится ориентироваться именно на эти температуры.

Для повышения эффективности установки желательно регулировать параметры НРТ для их соответствия температурам испарителя и нагревателя таким образом, чтобы температура кипения НРТ была на 5 °С меньше текущей температуры нагревателя, а температура конденсации на 5 °С больше текущей температуры охладителя.

Эффективность такого подхода имеет место даже при самой неблагоприятной температуре холодильника:

$$\eta_{\text{ТМУ}} = \frac{\frac{298 - 290}{298} \cdot 6 + \frac{308 - 290}{308} \cdot 18}{24} = 0,051;$$

$$Q_{\text{Г}} = \frac{1}{0,051} = 19,61 \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

где 308 К (+35 °С) – температура кипения НРТ в испарителе ПТУ при верхнем пределе температуры нагревателя в добычные смены (+40 °С); 6 – длительность ремонтной смены, ч; 18 – суммарная длительность добычных смен, ч; 24 – длительность суток, ч.

В этом случае получаем примерно вдвое больший КПД и вдвое меньшую удельную затрату теплоты ВНТ.

Для анализа основных энергетических характеристик термодинамических схем ПТУ и ПТУ + ХМ с идеальным циклом Карно (рис. 2 и 4) и регулируемыми параметрами НРТ в зависимости от суточных колебаний температур нагревателя (рис. 6), суточных и сезонных (рис. 7) колебаний температур холодильника со 2 октября 2015 года по 26 мая 2016 года (осенне-зимне-весенний период) разработана расчетная программа. Входными данными для расчета $\eta_{\text{ТМУ}}$ и $Q_{\text{Г}}$ служат значения температур, полученные в результате метеорологических измерений через каждые 3 часа в течение всего осенне-зимне-весеннего периода [8]. Результаты представлены на рис. 8.

Выводы. Проведенный упрощенный анализ показывает, что термический КПД обратимого идеального цикла Карно для термодинамических схем ПТУ (рис. 2) и ПТУ + ХМ (рис. 4) одинаков и имеет большие значения, чем для термодинамических схем ПТУ + ТН (рис. 3) и ПТУ + ТН + ХМ (рис. 5). Поэтому анализ основных энергетических характеристик достаточно провести для термодинамической схемы ПТУ (рис. 2).

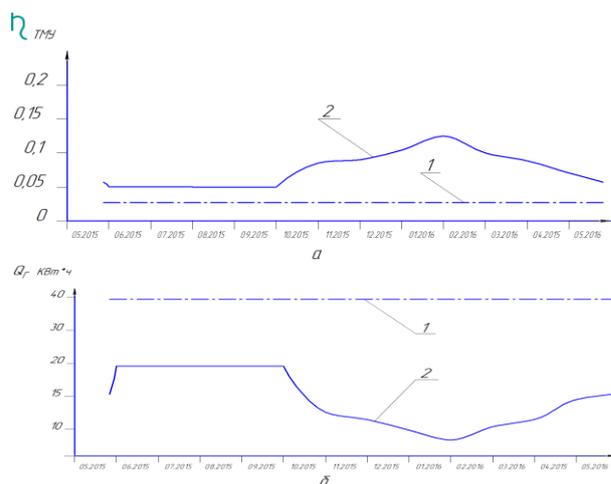


Рис. 8. Результаты расчета энергетических характеристик термодинамических схем ПТУ и ПТУ + ХМ с идеальным циклом Карно и регулируемыми параметрами НРТ: а – изменение $\eta_{\text{ТМУ}}$; б – изменение $Q_{\text{Г}}$; 1 – для термодинамической схемы традиционной ПТУ с идеальным циклом Карно и постоянными параметрами НРТ; 2 – для термодинамических схем ПТУ и ПТУ + ХМ с идеальным циклом Карно и регулируемыми параметрами НРТ в зависимости от суточных колебаний температур нагревателя, суточных и сезонных колебаний температур холодильника

Результаты расчета, представленные в виде графика, построенного по среднемесячным значениям изменения $\eta_{\text{ТМУ}}$ и $Q_{\text{Г}}$ за период с 27 мая 2015 года по 26 мая 2016 года (рис. 8), показывают, что средние значения основных энергетических характеристик ($\eta_{\text{ТМУ}} = 0,077$; $Q_{\text{Г}} = 13,92 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$) ПТУ с регулируемыми параметрами рабочего тела намного выше, чем у традиционной ПТУ с постоянными параметрами НРТ ($\eta_{\text{ТМУ}} = 0,027$; $Q_{\text{Г}} = 37,25 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$). Поэтому целесообразно применение в схеме тепломашинной установки ТМ обратного цикла (например, ХМ) и других устройств для регулирования параметров НРТ в зависимости от температуры нагревателя (ВНТ) и холодильника (атмосферного воздуха в осенне-зимне-весенний период).

КПД реальных циклов имеет меньшее значение, чем КПД, определенный для идеального цикла Карно. Эта закономерность связана с наличием конечных температурных перепадов между источниками теплоты и рабочим телом, а также необратимостью процессов в ТМ. Что касается влияния конечных температурных перепадов, то оно учтено при выполнении расчетных оценок, а влияние необратимости процессов в ТМ будет учтено в дальнейших исследованиях.

Ввиду малого температурного напора между нагревателем и холодильником, пиковое значение за рассматриваемый период

которого приходится на 04.01.2016 года и составляет 65 °С ($\eta_{\text{ТМУ}} = 0,192$; $Q_{\text{г}} = 5,22$ кВт·ч), целесообразно провести сравнительный анализ реальных термодинамических циклов рассмотренной схемы ПТУ + ХМ с регулируемыми параметрами НРТ и новых гибридных схем: усовершенствованный паровой насос [9] с НРТ + гидротурбина; усовершенствованный эрлифт с НРТ + гидротурбина, в которых ВНТ переводится в высокопотенциальную гидравлическую энергию за счет гидростатического столба жидкости, обусловленного глубиной шахтного ствола.

Список литературы

1. **Манушин Э.А., Бирюков В.В.** Паротурбинная установка геотермальной электростанции бинарного цикла для геотермальных месторождений Камчатского края / МГТУ им. Н.Э. Баумана // Электронный журнал. – 2011. – № 9, сентябрь. – 8 с.
2. **Реализация** каскадных тепловых схем с применением турбин на низкотемпературных рабочих телах / А.Л. Шубенко, А.В. Русанов, А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Вып. «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – 2013. – № 12. – С. 24–29.
3. **Пат.** Российской Федерации RU 2 117 884 С1. Способ и устройство для получения электроэнергии с использованием низкопотенциальных энергоносителей / И.И. Самхан; опубл. 20.08.1998.
4. **Паротурбинные** установки на низкотемпературном рабочем теле / М.Г. Мелкозеров, А.А. Зуев, А.В. Делков, А.А. Ходенков; Сибирский государственный аэрокосмический университет; Одесская национальная академия пищевых технологий // Научные труды. – 2010. – Вып. 38. – Т. 2. – С. 102–106.
5. Заявка на полезную модель РФ № 2017125594. Система энергоснабжения / В.В. Варакута, Д.И. Пархоменко, С.В. Гридин, С.С. Зубков; входящий № 044131 от 17.07.2017.
6. **Рей Д., Макмайкл Д.** Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
7. **Чумак И.Г., Чепурненко В.П., Чулкин С.Г.** Холодильные установки. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – С. 344.
8. **Проколов А.Ю., Борщевский С.В., Кулинич К.В.** Исследование теплового режима воздухоподающих стволов шахт Донбасса // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2009. – Вып. 11. – С. 302–309.
9. **Пат.** 42849 Украина, МПК F 24 D 11/00 F 24 D 3/00. Одноконтурная опалювальна система малої та середньої потужності / В.В. Варакута, Д.И. Пархоменко, И.А. Мазурина; Власник ДонНТУ. – № 200901291; заявл. 16.02.09; опубл. 27.07.09.

References

1. Manushin, E.A., Biryukov, V.V. Paroturbinnaya ustanovka geotermal'noy elektrostantsii binarnogo tsikla dlya geotermal'nykh mestorozhdeniy Kamchatskogo kraya [The steam-turbine plant of geothermal binary-cycle power stations for geothermal steam fields of the Kamchatka region]. *Elektronnyy zhurnal*, 2011, no. 9. 8 p.
2. Shubenko, A.L., Rusanov, A.V., Senetsky, A.V., Rusanov, R.A. Realizatsiya kaskadnykh teplovykh skhem s primeneniem turbin na nizkokipyashchikh rabochikh telakh [Realization of cascade thermal schemes with low-boiling working fluid turbines]. *Vestnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta KhPI: sbornik nauchnykh trudov. Vyp. «Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie»*, 2013, no. 12, pp. 24–29.
3. Samkhan, I.I. Sposob i ustroystvo dlya polucheniya elektroenergii s ispol'zovaniem nizkopotentsial'nykh energonositeley [A method and a device for obtaining electric power by using low-grade heat carriers]. Patent RF, no. 2117884, 1998.
4. Melkozerov, M.G., Zuyev, A.A., Delkov, A.V., Khodenkov, A.A. Paroturbinnye ustanovki na nizkokipyashchem rabochem tele [Steam turbine plants with a low-boiling working fluid]. *Nauchnye trudy*, 2010, issue 38, vol. 2, pp. 102–106.
5. Varakuta, V.V., Parkhomenko, D.I., Gridin, S.V., Zubkov, S.S. Sistema energosnabzheniya [Power supply system]. *Zayavka na poleznuyu model' RF [Russian Federation utility model application]*, no. 2017125594, 2017.
6. Rei, D., Makmaikl, D. *Teplovye nasosy* [Heat pumps]. Moscow, Energoizdat, 1982. 224 p.
7. Chumak, I.G., Chepurnenko, V.P., Chuklin, S.G. *Kholodil'nye ustanovki* [Refrigeration plants]. Moscow, Legkaya i pishchevaya promyshlennost', 1981. 344 p.
8. Prokolov, A.Yu., Borshchevsky, S.V., Kulnich, K.V. Issledovanie teplovogo rezhima vozdukhopodayushchikh stvolov shakht Donbassa [A study of the thermal conditions of the downcast shafts of the Donbass mines]. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten' (nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal)*, 2009, issue 11, pp. 302–309.
9. Varakuta, V.V., Parkhomenko, D.I., Mazurina, I.A. *Odnokonturna opalyuval'na sistema maloї ta seredn'oi potuzhnosti* [One-loop heating system of low and medium power]. Patent Ukraina, no. 42849, 2009.

Бирюков Алексей Борисович,

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет»,
доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой технической теплофизики,
адрес: г. Донецк, ул. Кобозева, д. 15, ауд. 145а,
e-mail: birukov.ttf@gmail.com

Biryukov Aleksei Borisovich,

Donetsk National Technical University,
Doctor of Engineering Sciences (Post-Doctoral Degree), Professor, Head of the Engineering Thermophysics
Department,
address: Donetsk, No. 15 Kobozeva St., Room 145a,
e-mail: birukov.ttf@gmail.com

Варакута Виктор Владимирович,

ГП НИИВЭ,
научный сотрудник, аспирант,
e-mail: varakutaviktor@ukr.net

Varakuta Viktor Vladimirovich,

GU «NIIVE» (Scientific Research Project-Designing and Technological Institute of Explosion Proof
and Mining Electrical Equipment with Experimental Production),
Research Worker, Post-Graduate Student,
e-mail: varakutaviktor@ukr.net

Гнитиев Павел Александрович,

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет»,
кандидат технических наук, доцент кафедры технической теплофизики,
адрес: г. Донецк, ул. Кобозева, д. 15, ауд. 145а,
e-mail: gnitiev.pavel@gmail.com

Gnitiev Pavel Aleksandrovich,

Donetsk National Technical University,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Engineering Thermophysics Depart-
ment,
address: Donetsk, No. 15 Kobozeva St., Room 145a,
e-mail: gnitiev.pavel@gmail.com