

канд. техн. наук И.Ф. Чемерис,
канд. техн. наук Ю.И. Оксень
(ИГТМ НАН Украины),
аспирант М.В. Радюк (НГУ)

УТИЛИЗАЦИЯ БРОСОВОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ

Розроблено теплову схему утилізації тепла, яке виробляється газопоршневими установками. Досліджено використання різних робочих тіл з температурою перегріву, яка наближається до температури їх термічної стійкості. Досліджено вплив величини теплової потужності на виробку електроенергії і ККД установки.

UTILIZATION OF WASTE HEAT FROM COGENERATION FACILITIES ON THE BASIS OF LOW-BOILING WORKING FLUIDS.

The thermal scheme of heat utilization producing by internal combustion engines is worked out. The different working fluids with superheat temperatures which are close to their thermal stability temperatures are used. The influence of thermal power input on electricity generation and efficiency output is investigated.

Наиболее эффективным способом утилизации метана, извлекаемого дегазационными системами шахт, является сжигание его в когенерационных энергетических комплексах для выработки электрической и тепловой энергии.

Это направление начинает развиваться в Украине [1]. На шахте им. А.Ф. Засядько энергетические комплексы по утилизации шахтного метана, созданные на базе газопоршневых установок (ГПУ) австрийской фирмы «Jenbacher», уже введены в эксплуатацию. В номинальном режиме одна установка типа JMS 620 данной фирмы вырабатывает 3035 кВт электрической и 2918 кВт тепловой мощности в виде горячей воды системы охлаждения рабочих цилиндров, смазочного масла и выхлопных газов. Расход воды – 17,9 кг/с, температурный график – 110/70 °С.

Базовый вариант использования тепла, вырабатываемого ГПУ, предусматривает подачу его в систему горячего водоснабжения. В летнее время года, в связи со снижением потребности предприятий в горячей воде, избытки тепла отводятся в окружающую среду. Температурный потенциал сбрасываемого тепла существенно превышает температуру окружающей среды, в связи с чем это тепло можно использовать для дополнительной выработки электроэнергии с помощью, например, энергетических блоков, работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ). На угольных шахтах имеются и другие источники бросового тепла, причем высокотемпературного, которое может быть преобразовано в электроэнергию (например, шахтный метан, не нашедший применения в ГПУ, отходы углеобогащения).

Целью настоящих исследований является разработка тепловой схемы с блоком НРТ, использующей теплоту двух источников тепла различной мощности и температуры, и определение рабочего тела, при котором теплота будет наиболее полно преобразована в электроэнергию.

Предлагаемая схема утилизации тепла приведена на рис. 1. Схемой предполагается использовать два источника тепла – низкопотенциальный (горячая вода, охлаждающая рабочие цилиндры ГПУ) и высокопотенциальный. Температура продуктов сгорания бросовых теплоносителей позволяет нагреть НРТ до температуры его термической стойкости.

На рис. 1 показаны газопоршневая установка ГПУ с электрическим генератором ЭГ1 и элементы энергетического блока с НРТ: турбина Т, работающая на НРТ, с электрическим генератором ЭГ2, конденсатор К, насос Н2, теплообменники ТГВ, ВТ и НТ. Циркуляция горячей воды системы охлаждения ГПУ осуществляется с помощью насоса Н1.

Теоретическим термодинамическим циклом работы блока с НРТ является цикл Ренкина на перегретом паре [2, 3], приведенный на рис. 2. Точки 1 – 6 цикла соответствуют точкам входа и выхода элементов блока с НРТ, показанным на рис. 1. Точка 7 соответствует началу конденсации пара НРТ в конденсаторе, а точки 8 и 9 – началу и концу кипения НРТ. На выходе из теплообменника ГТВ пар НРТ может быть влажным, сухим насыщенным или перегретым. Высокотемпературный теплообменник ВТ служит для окончания процесса парообразования и повышения степени перегрева пара НРТ. Низкотемпературный теплообменник НТ – для более полного использования тепла дополнительного высокотемпературного источника.

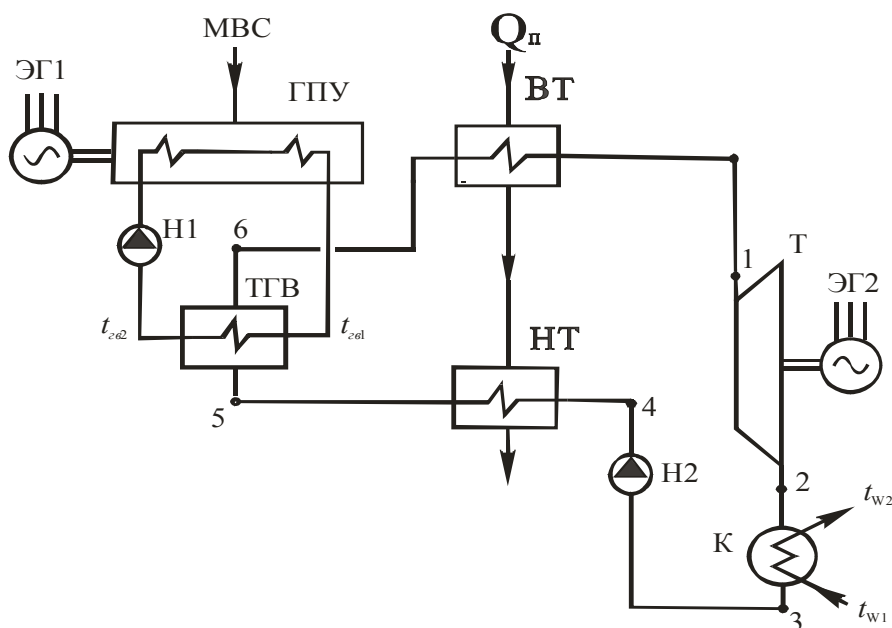


Рис.1 – Схема утилизации тепла, вырабатываемого в ГПУ, с помощью теплосилового устройства с НРТ

Задача по выбору рабочего тела решается на основе моделирования режимов работы блока с НРТ.

Расчет тепловых режимов заключается в определении параметров состояния НРТ в характерных точках контура (на входе и выходе основных элементов) и основных энергетических показателей установки.

Задача решается при следующих ограничениях:

– по максимальной температуре перегрева НРТ в теплообменнике ВТ

$$t_1 < 0,9 t_{m.cm.}; \quad (1)$$

– по температуре кипения НРТ

$$t_{кун} \leq t_{крит} - \Delta t_{крит}; \quad (2)$$

– по максимально возможному нагреву НРТ в низкотемпературном теплообменнике дымовых газов НТ

$$t_5 \leq t_{зв2} - \Delta t_{зв2}; \quad (3)$$

– по максимально возможному охлаждению дымовых газов

$$t_{\partial z2} \geq t_6 + \Delta t_{\partial z2}; \quad (4)$$

$$t_{\partial z3} \geq t_4 + \Delta t_{\partial z3}, \quad (5)$$

где $t_{m.cm.}$ – температура термической стойкости НРТ; $t_{крит}$ – температура горячей воды в критическом сечении (в котором начинается кипение НРТ) теплообменника ТГВ; $t_{кун}$ – температуры кипения НРТ; t_1 , t_4 и t_5 – температура НРТ в точках 1, 4 и 5 цикла; $t_{\partial z2}$ и $t_{\partial z3}$ – температура дымовых газов после теплообменников ВТ и НТ; $\Delta t_{крит}$ – минимальный температурный напор между НРТ и горячей водой в критическом сечении теплообменника ТГВ; $\Delta t_{\partial z2}$, $\Delta t_{\partial z3}$ и $\Delta t_{зв2}$ – минимальные температурные напоры на холодных концах теплообменников ВТ, НТ и ТГВ.

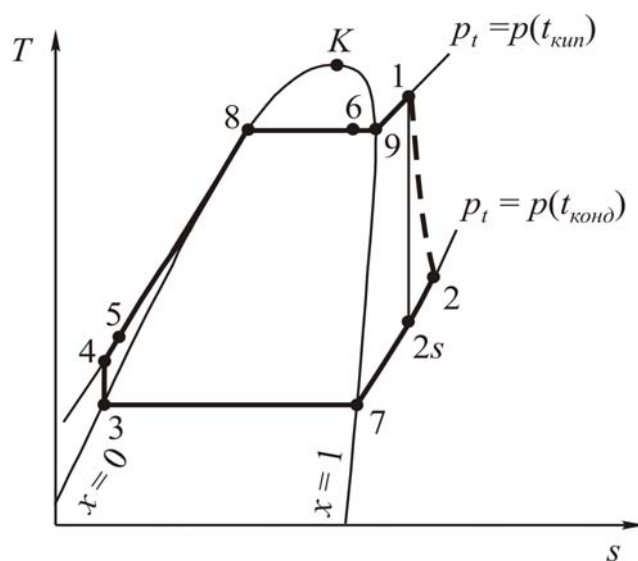


Рис. 2 – Термодинамический цикл теплосиловой установки

Известными являются следующие величины: температура горячей воды на входе $t_{2в1}$ и выходе $t_{2в2}$ теплообменника ТГВ и его тепловая мощность $Q_{ТГВ}$; максимальная температура перегрева НРТ $t_{1макс}$; КПД насоса и турбины.

Основой для расчета режимов работы блока с НРТ являются уравнения энергетического баланса, а также уравнения, описывающие изменения состояния НРТ в элементах установки. Расчет осуществляется по алгоритму, позволяющему определить максимальное в условиях приведенных выше ограничений давление НРТ перед турбиной.

Энергетические показатели определяются по формулам:

$$Q_{ум} = Q_{ТГВ} + Q_n, \quad (6)$$

$$\eta_t = \frac{l_m^s \eta_m - l_n^s / \eta_n}{i_1 - i_4}, \quad (7)$$

$$N_{эл} = m_{НРТ} \left(l_m^s \eta_m \eta_{мехт} \eta_{эг} - \frac{l_n^s}{\eta_m \eta_{мехн} \eta_{эд}} \right), \quad (8)$$

$$\eta_{эл} = \frac{N_{эл}}{Q_{ум}}, \quad (9)$$

где $Q_{ум}$ – утилизируемая тепловая мощность; $Q_{ТГВ}$ – тепловая мощность теплообменника ТГВ; Q_n – суммарная тепловая мощность теплообменников ВТ и НТ; $N_{эл}$ – вырабатываемая электрическая мощность; η_t – термический КПД цикла; $\eta_{эл}$ – КПД по выработке электроэнергии; η_m и η_n – изоэнтروпные КПД турбины и насоса; l_n^s и l_m^s – изоэнтропная работа насоса и турбины; i_1 и i_4 – энтальпия НРТ в точках 1 и 4 цикла; $m_{НРТ}$ – массовый расход НРТ; $\eta_{мехт}$ и $\eta_{эг}$ – механический КПД турбины и КПД электрогенератора; $\eta_{мехн}$ и $\eta_{эд}$ – механический КПД насоса и КПД его электродвигателя.

При расчете параметров состояния НРТ использованы уравнения, приведенные в [4], и диаграммы состояния [5].

Для расчета режимов работы блока с НРТ в системе программирования Delphi-6 была разработана соответствующая компьютерная программа.

При анализе энергетического блока в качестве НРТ рассматривались вещества, для которых верхняя пограничная кривая имеет положительное значение производной температуры по энтропии $\left(\frac{dT}{ds} \right)_s$ (фреон R142, n-пентан, n-бутан) и отрицательное (аммиак).

Расчеты произведены при следующих значениях исходных величин:

- тепловая мощность теплообменника ТГВ $Q_{ТГВ} = 2918$ кВт;
- температура горячей воды на его входе $t_{вб1} = 110^\circ\text{C}$ и выходе $t_{вб2} = 70^\circ\text{C}$;
- температура конденсации НРТ $t_{конд} = 30^\circ\text{C}$; минимальный температурный напор между НРТ и охлаждающей водой в конденсаторе $\Delta t_{конд} = 5^\circ\text{C}$;
- изоэнтропные КПД турбины $\eta_m = 0,8$ и насоса, $\eta_n = 0,7$;
- механические КПД турбины $\eta_{мех\ m} = 0,97$ и насоса $\eta_{мех\ n} = 0,97$;
- КПД электрогенератора $\eta_{э} = 0,94$ и электродвигателя насоса $\eta_{эд} = 0,95$;
- максимальная температура перегрева пара перед турбиной $t_{1, макс}$, принятая в соответствии с температурой термической стойкости НРТ [6], приведена в табл. 1.

Таблица 1 – Максимальная температура перегрева рабочих тел

НРТ	н-бутан	н-пентан	R142	аммиак
$t_{1, макс}, ^\circ\text{C}$	180	180	135	280

Вводимая тепловая мощность высокотемпературного источника тепла Q_n варьировалась от 0 до 3000 кВт.

По результатам расчетов на рис. 3 построены графики, показывающие влияние этой величины на вырабатываемую электрическую мощность при использовании различных рабочих тел и различных температурах перегрева пара перед турбиной.

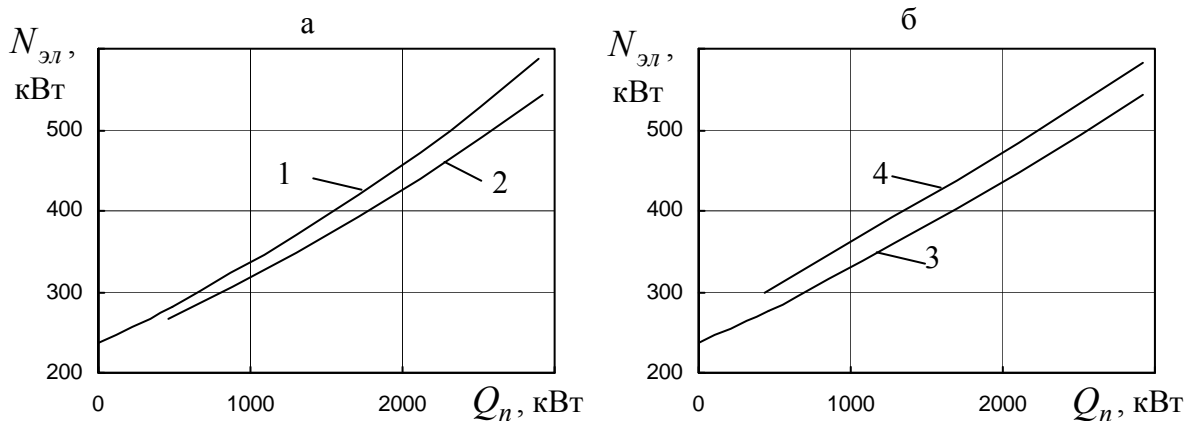


Рисунок 3 – Зависимость электрической мощности от дополнительно вводимой тепловой мощности продуктов сгорания

Линия 1 на рис. 3, а соответствует работе установки на фреоне R142 по циклу без перегрева пара перед турбиной, линия 2 – случаю перегрева до 135°C . Как видно из рисунка, перегрев пара фреона R 142 приводит к снижению выработки электроэнергии по сравнению с режимом без перегрева. Аналогичные результаты получены также при использовании бутана и пентана.

Линии 3 и 4 на рис. 3,б соответствуют работе установки на аммиаке. Линия 3 соответствует случаю работы с минимальным перегревом пара перед турби-

ной – таким, который необходим для обеспечения состояния сухого насыщенного пара на выходе из турбины (температура перегретого пара изменялась в расчетных режимах от 100 до 116 °С). Линия 4 получена для случая работы с перегревом пара до 170 °С. Из рисунка видно, что при использовании аммиака перегрев пара приводит к повышению выработки электроэнергии.

Таким образом, при использовании рабочих тел с $\left(\frac{dT}{ds}\right)_s > 0$ (типа фреона R142) перегрев пара приводит к снижению эффективности преобразования теплоты в работу, а для веществ с $\left(\frac{dT}{ds}\right)_s < 0$ (например, аммиака) к ее повышению.

Из рис. 3 видно также, что ввод дополнительной тепловой мощности от высокотемпературного источника тепла приводит к существенному возрастанию вырабатываемой электрической мощности. При этом возрастает также и КПД $\eta_{эл}$, который в расчетных режимах изменялся от 8,1 до 10,1 %.

Сравнение максимальных значений КПД при использовании различных рабочих тел показывает, что они находятся примерно на одном уровне (около 10 %). Это означает, что выбор рабочих веществ не оказывает заметного влияния на энергетическую эффективность установки, и, следовательно, должен осуществляться с учетом других качеств их, таких как токсичность, взрыво- и пожароопасность, опасность разрушения озонового слоя, стоимость.

Таким образом, в результате выполненных исследований разработана схема теплосиловой установки, утилизирующей теплоту низко- и высокотемпературного источников, установлены основные закономерности изменения ее энергетической эффективности при использовании рабочих тел с различным характером фазовой диаграммы состояния.

Практическое применение установок на угольных шахтах позволит существенно улучшить их энергетический баланс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когерационных энергетических комплексов. – К.: Наукова Думка, 2006. – 174 с.
2. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 342 с.
3. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
4. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 232 с.
5. Клименко А.П., Петрушенко А.А. и др. Термодинамические свойства легких углеводородов парафинового ряда. Труды Института использования газа АН УССР, кн. 8, 1960. – 96 с.
6. Васильев В.А. и др. Универсальный энергомодуль на смесевом рабочем теле. С. - Петербург АЦИА, 1995. – 107 с.