

Исследование эффективности использования вторичного тепла газопоршневых установок для выработки электроэнергии

В последнее время на угольных шахтах Украины получает развитие когенерационная технология сжигания метана, добываемого при дегазации угольных пластов, с целью выработки электрической энергии и тепла [1]. Технология предполагает сжигание метана в газопоршневых установках (ГПУ). В случаях, когда установки находятся на значительном удалении от тепловых потребителей, использование вырабатываемого ими тепла затруднено, и оно выбрасывается в окружающую среду. Представляется целесообразным использовать это вторичное тепло для дополнительной выработки электроэнергии с помощью теплосиловых установок (ТСУ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ).

Целью настоящей работы является разработка схемы теплоутилизационной установки, использующей вторичное тепло горячей воды и уходящих из ГПУ дымовых газов, для выработки электроэнергии, нахождение зависимости показателей ее энергетической эффективности от основных влияющих факторов и определение условий, при которых выработка электроэнергии будет максимальной.

Исследование проводим для условий ГПУ JMS 620 фирмы Jenbacher, которая в номинальном режиме вырабатывает 3000 кВт электрической и 2918 кВт тепловой мощности в виде горячей воды с температурой 110°C. Температура дымовых газов в номинальном режиме составляет 140°C, расход 4,5 кг/с.

Предлагаемая схема утилизации тепла приведена на рис. 1.

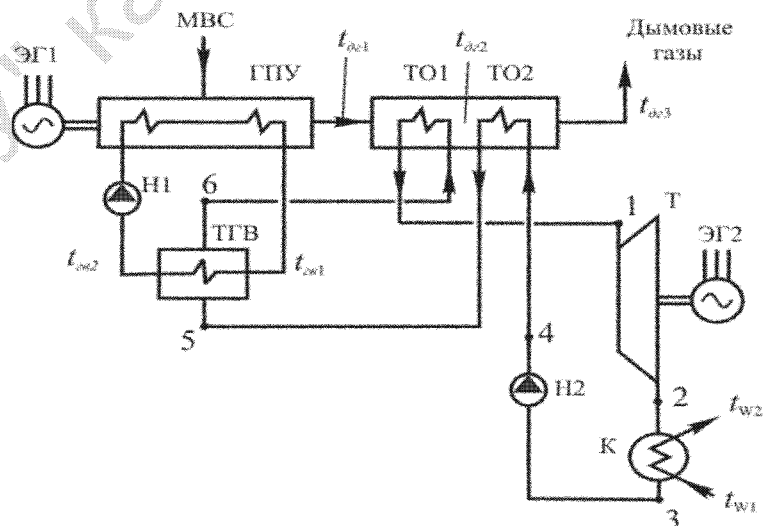


Рис.1 – Схема утилизации тепла горячей воды и уходящих дымовых газов путем выработки электроэнергии в ТСУ

На рисунке показаны ГПУ, работающая на метановоздушной смеси (МВС), с электрическим генератором ЭГ1, и элементы ТСУ: турбина Т, работающая на НРТ, с

электрическим генератором ЭГ2, конденсатор К, насос Н2, теплообменники ТГВ, ТО1 и ТО2. Циркуляция горячей воды системы охлаждения ГПУ осуществляется с помощью насоса Н1.

Термодинамическим циклом ТСУ является цикл Ренкина на перегретом паре. В зависимости от характера поведения пограничных кривых рабочих тел он может иметь различный вид. Для рабочих тел, у которых на верхней пограничной кривой производная $(dT/ds)_{sat} < 0$, цикл ТСУ будет иметь вид, представленный на рис. 2а. Для рабочих тел, у которых производная $(dT/ds)_{sat} > 0$, цикл ТСУ будет иметь вид, представленный на рис. 2б.

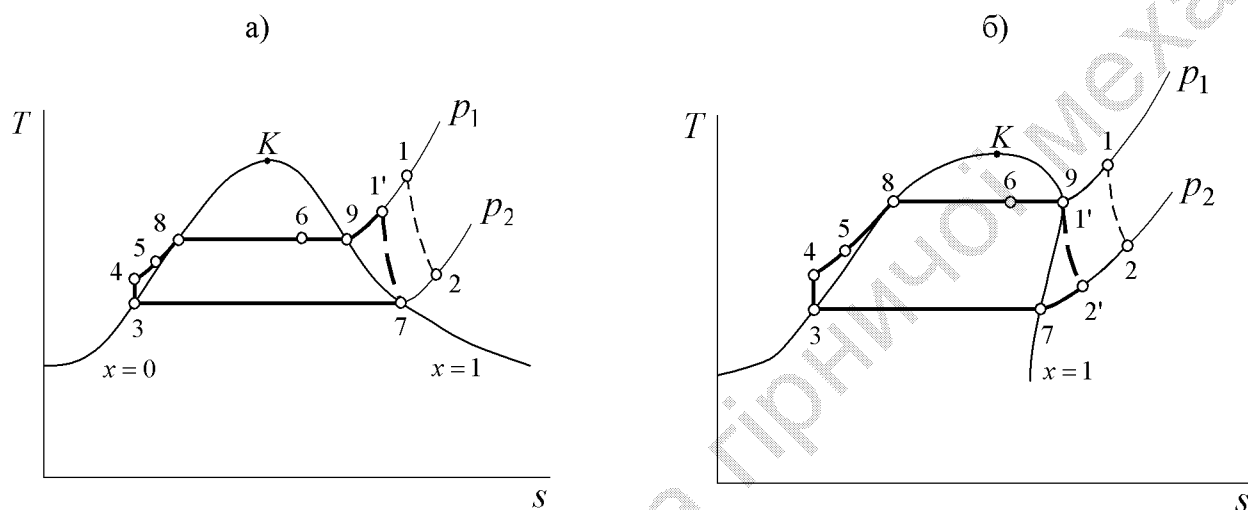


Рис. 2. Термодинамические циклы ТСУ для рабочих тел, имеющих различный наклон верхней пограничной кривой

Точки 1 – 6 цикла соответствуют точкам входа и выхода элементов ТСУ, показанным на рис. 1. Точка 7 соответствует началу конденсации пара НРТ в конденсаторе, а точки 8 и 9 – началу и концу кипения НРТ. Теплообменники ТГВ и ТО1 выполняют роль парогенератора ТСУ. Низкотемпературный теплообменник ТО2, в котором подогревается жидкое НРТ, служит для более полного использования тепла дымовых газов и выполняет роль экономайзера котельной установки. Подогревшись уходящими дымовыми газами в теплообменнике ТО2, НРТ поступает в теплообменник горячей воды ТГВ, где нагревается до температуры кипения и преобразуется в пар. На выходе из этого теплообменника пар НРТ может быть влажным, сухим насыщенным или перегретым. Высокотемпературный теплообменник дымовых газов ТО1 служит для окончания процесса парообразования и достижения необходимого перегрева пара НРТ.

В номинальном режиме тепловая мощность, отдаваемая горячей водой, и ее температура имеют фиксированные значения, поэтому увеличение выработки электроэнергии может быть достигнуто за счет более полного использования тепла уходящих дымовых газов. При этом будет увеличиваться тепловая мощность теплообменника ТО2 и температура НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ. Возрастание температуры t_5 ограничивается, однако,

температурой горячей воды в ТГВ. На изменение температуры НРТ накладываются также и другие ограничения, определяемые графиком изменения температур греющих и нагреваемой сред в теплообменниках ТО1, ТО2 и ТГВ (рис. 3).

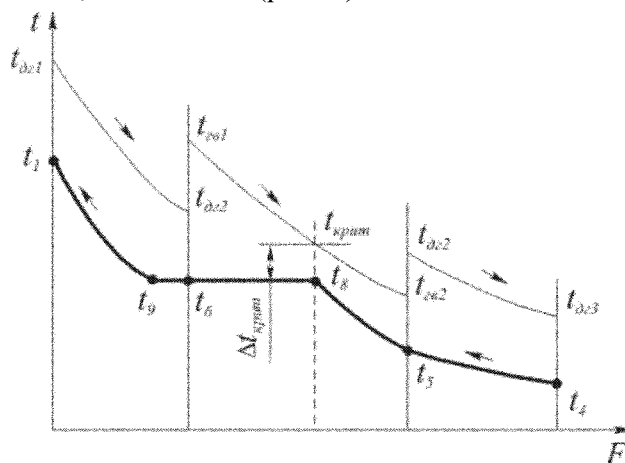


Рис. 3 – Изменение температур НРТ и греющих сред – горячей воды и дымовых газов – в теплообменниках ТО1, ТО2 и ТГВ

Математически система ограничений имеет вид неравенств:

- по температуре кипения НРТ в критическом сечении теплообменника ТГВ (в сечении, в котором НРТ начинает закипать)

$$t_{\text{кип}} \leq t_{\text{крит}} - \Delta t_{\text{крит}}, \quad (1)$$

- по температуре конденсации НРТ

$$t_{\text{конд}} \geq t_{\text{в2}} + \Delta t_{\text{конд}}, \quad (2)$$

- по максимально возможному нагреву НРТ

$$t_1 \leq t_{\text{дг1}} - \Delta t_{\text{дг1}}, \quad (3)$$

$$t_5 \leq t_{\text{гв2}} - \Delta t_{\text{гв2}}, \quad (4)$$

- по максимально возможному охлаждению дымовых газов

$$t_{\text{дг2}} \geq t_6 + \Delta t_{\text{дг2}}, \quad (5)$$

$$t_{\text{дг3}} \geq t_4 + \Delta t_{\text{дг3}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{конд}}$ и $t_{\text{кип}}$ – температуры конденсации и кипения НРТ; t_1 , t_4 и t_5 – температура НРТ в точках 1, 4 и 5; $t_{\text{крит}}$ – температура горячей воды в критическом сечении теплообменника

ТГВ; $t_{дг1}$, $t_{дг2}$ и $t_{дг3}$ – температура дымовых газов перед ТО1, после ТО1 и после ТО2; t_{w2} – конечная температура охлаждающей воды в конденсаторе; $\Delta t_{конд}$ – минимальный температурный напор между НРТ и охлаждающей водой в конденсаторе; $\Delta t_{крит}$ – минимальный температурный напор между НРТ и горячей водой в критическом сечении теплообменника ТГВ; $\Delta t_{дг1}$ и $\Delta t_{дг2}$ – минимальные температурные напоры на горячем и холодном концах теплообменника ТО1; $\Delta t_{дг3}$ – минимальный температурный напор на холодном конце теплообменника ТО2; $\Delta t_{гв2}$ – минимальный температурный напор на холодном конце теплообменника ТГВ.

Кроме влияния полноты использования тепла дымовых газов (температуры t_5) представляет интерес также вопрос влияния перегрева пара НРТ перед турбиной на выработку электроэнергии. Перегрев пара оценивается разностью температур

$$\Delta t_{прг} = t_1 - t_6. \quad (7)$$

При заданных температурах горячей воды $t_{гв1}$, $t_{гв2}$, дымовых газов $t_{дг1}$, температуре охлаждающей воды t_{w2} , температуре перегрева $\Delta t_{прг}$ и минимальных температурных напорах на концах теплообменных аппаратов и в критическом сечении, а также расходах горячей воды и дымовых газов, расчет параметров цикла с максимальной эффективностью сводится к определению максимального давления в контуре НРТ в условиях ограничений (1) – (6). Расчет производился путем совместного решения уравнений энергетического баланса отдельных элементов и ТСУ в целом. Термодинамические свойства НРТ при этом рассчитывались по уравнениям [2]. В связи с нелинейностью этих уравнений расчет цикла осуществлялся методом последовательных приближений по специально разработанной компьютерной программе.

Энергетические показатели определялись по формулам:

$$Q_{ут} = Q_{ТГВ} + Q_{ТО1} + Q_{ТО2}, \quad (8)$$

$$\eta_t = \frac{l_T - l_H}{i_1 - i_4}, \quad (9)$$

$$N_{эл} = m_{НРТ} \left(l_{ст} \eta_T \eta_{мехТ} \eta_{эТ} - \frac{l_{сн}}{\eta_H \eta_{мехН} \eta_{эд}} \right), \quad (10)$$

где $Q_{ут}$ – утилизируемая тепловая мощность; $Q_{ТГВ}$ – тепловая мощность теплообменника ТГВ; $Q_{ТО1}$, $Q_{ТО2}$ – тепловая мощность теплообменников ТО1 и ТО2 соответственно; $N_{эл}$ – вырабатываемая электрическая мощность; η_t – термический КПД цикла; η_T и η_H – изэнтропные КПД турбины и насоса; $l_{ст}$ и $l_{сн}$ – изэнтропная работа турбины и насоса; i_1 и

i_4 – энтальпия НРТ в точках 1 и 4 цикла; $m_{\text{НРТ}}$ – массовый расход НРТ; $\eta_{\text{мех Т}}$ и $\eta_{\text{эг}}$ – механический КПД турбины и КПД электрогенератора; $\eta_{\text{мех Н}}$ и $\eta_{\text{эд}}$ – механический КПД насоса и КПД его электродвигателя.

Расчеты производились при различных значениях перегрева пара НРТ перед турбиной $\Delta t_{\text{прг}}$ и его температуры на входе в ТГВ t_5 для двух рабочих тел – аммиака NH_3 , для которого цикл ТСУ имеет вид, представленный на рис. 2а, и фреона R142В, для которого цикл ТСУ имеет вид, представленный на рис. 2б.

Влияние степени перегрева пара перед турбиной на вырабатываемую электрическую мощность показано на рис. 4

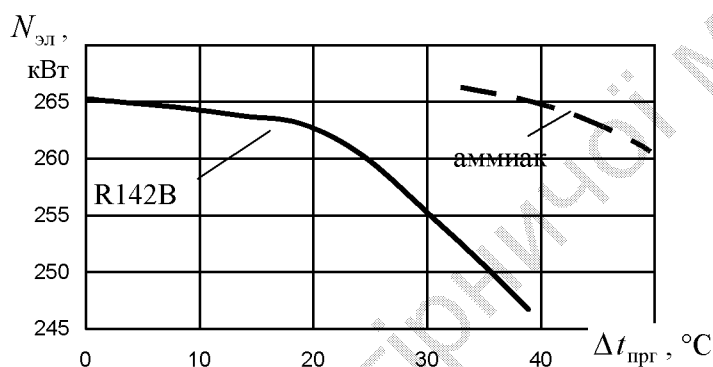


Рис. 4 – Зависимость вырабатываемой электрической мощности от перегрева пара перед турбиной при работе на фреоне R142В и аммиаке

Из рисунка видно, что увеличение степени перегрева пара приводит к снижению выработки электроэнергии. Это объясняется тем, что в условиях близости температурных графиков нагрева НРТ и охлаждения греющих сред (конечная температура НРТ больше конечных температур греющих сред при их противоточном движении) стремление повысить конечную температуру НРТ приводит к необходимости снижения его расхода и температуры кипения. В свою очередь, снижение расхода НРТ приводит к уменьшению количества тепла, отбираемого от дымовых газов и, соответственно, общего количества тепла, преобразовываемого в работу. Таким образом, в условиях данной установки не имеет смысла стремиться повысить температуру пара перед турбиной, а следует применить цикл с минимальным (в случае с фреоном R142В нулевым) перегревом пара.

На рис. 5 и 6 приведены графики зависимостей энергетических показателей установки от температуры НРТ на входе в теплообменник ТГВ t_5 . Из рис. 5 видно, что с увеличением t_5 утилизируемая тепловая мощность увеличивается. С другой стороны, увеличение t_5 приводит к снижению температуры кипения НРТ и, соответственно, температуры пара перед турбиной, что приводит к снижению термического КПД цикла (рис. 6).

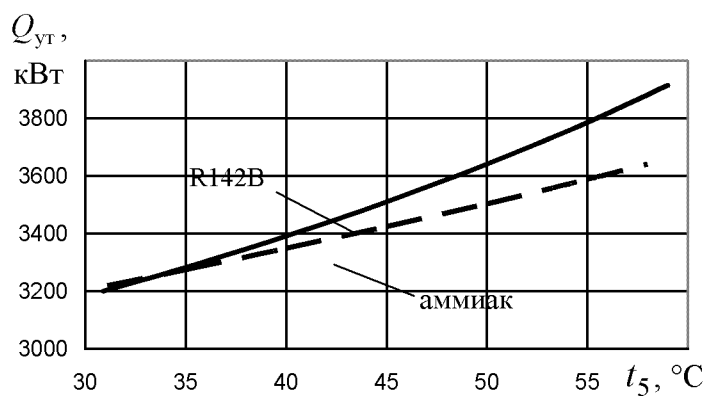


Рис. 5 – Зависимости утилизируемой мощности от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе ТСУ на фреоне и аммиаке

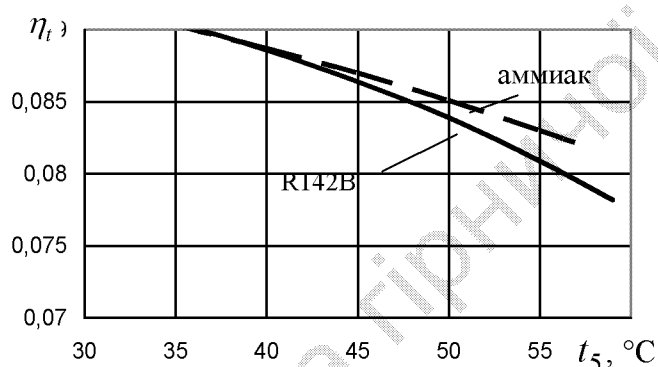


Рис. 6 – Зависимость термического КПД ТСУ от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе на фреоне R142B и аммиаке

Противоположное влияние температуры t_5 на количество утилизируемого тепла $Q_{\text{ут}}$ и эффективность его преобразования в работу η_t приводит к появлению максимума выработки электроэнергии при значениях t_5 50...51 $^\circ\text{C}$ в случае аммиака и 55...56 $^\circ\text{C}$ в случае фреона R142B (рис. 7)

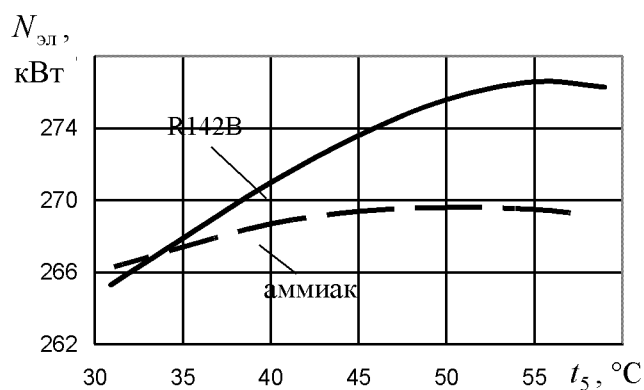


Рис. 7 – Зависимость вырабатываемой электрической мощности от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе ТСУ на фреоне R142B и аммиаке

На основе математического имитационного моделирования режимов работы теплоутилизационной установки установлено:

что в условиях низкого температурного потенциала и ограниченности тепловой мощности горячего источника тепла увеличение степени перегрева перед турбиной отрицательно сказывается на вырабатываемой электрической мощности и наиболее эффективным является цикл с минимальным перегревом пара;

использование в схеме рабочих тел, характеризующихся положительным наклоном верхней пограничной кривой, например фреона R142B, позволяет выработать большую электрическую мощность, чем использование тел, характеризующихся отрицательным наклоном верхней пограничной кривой, например аммиака;

максимальная вырабатываемая из вторичного тепла рассмотренной установки электрическая мощность (в случае фреона R142B) равна 276 кВт;

при определенной температуре рабочего тела на выходе из теплообменника ТО2 (50...51)°С в случае аммиака и (55...56)°С в случае фреона R142B) имеет место максимум выработки электроэнергии. Это обусловлено тем, что при увеличении этой температуры количество утилизируемого тепла возрастает, но КПД преобразования его в работу снижается.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Перепелица В.Г., Подтуркин Д.Г. Когенерационные технологии – прогрессивный путь решения проблем энергопотребления и энергосбережения в промышленных регионах Украины // Энергозберігаючі технології та автоматизація: Держкоменергозбереження України. – Київ, 2002. – № 2 (26). – С. 44-46.
2. 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.