

И.Ф. Чемерис, к. т. н.,
И.Ю. Комлева, асп.,
И.Л. Дякун, м.н.с
(ИГТМ)

УТИЛИЗАЦИЯ ШАХТНОГО МЕТАНА НА БАЗЕ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ С ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНОЙ

Підвищення ефективності роботи шахтного енергокомплексу на базі газопоршневої когенерації забезпечується як роздільною подачею шахтного метану по каналах повітряного дуття і основного палива газопоршневої установки, так і установкою в кінематичному ланцюзі гідропарової турбіни, що виробляє додаткову електроенергію за рахунок утилізації тепла системи охолодження газопоршневої установки. Це дозволить збільшити вироблення електроенергії на 6 % без додаткової витрати палива.

THE UTILIZATION OF MINE METHANE ON THE BASE OF GAS ENGINE SETTING WITH A STEAM-WATER TURBINE

The increase of efficiency work mine energocomplex on the base of gas engine cogenerations is provided both the separate serve of mine methane on ductings of the air blowing and basic fuel of the gas engine setting and setting in the kinematics chain of steam-water turbine, producing additional electric power due to utilization heat of the system cooling gas engine setting. It will allow to increase making of electric power on 6 % without the additional expense fuel.

Одной из острейших проблем угольных шахт является самообеспечение их тепловой и электрической энергиями на базе экологически чистых технологий с использованием местных энергоносителей, в т.ч. шахтного метана. Одним из эффективных путей решения этой проблемы является создание шахтного когенерационного энергокомплекса на базе газопоршневого когенерации.

Экономическая эффективность энергокомплекса обусловлена:

- низкой стоимостью используемого топлива;
- реализацией когенерационных технологий, которые обеспечивают КПД по выработке тепловой и электрической энергий до 80-90 % против 33 % в базовых энергоблоках. При этом себестоимость вырабатываемых тепловой и электрической энергий в 2-3 раза ниже действующих тарифов.

Экологическими преимуществами шахтного энергокомплекса, реализующего газопоршневую когенерацию, является сокращение выбросов метана в атмосферу и уменьшение парникового эффекта.

Социальная значимость создания шахтного энергокомплекса состоит в:

- сохранении действующей инфраструктуры, а также создании дополнительных рабочих мест;
- продолжении срока эксплуатации шахт на 30-50 лет;
- снятии социальной напряженности в шахтерских регионах.

На угольных шахтах Центрального Донбасса, экономически и экологически целесообразно, для утилизации шахтного метана использовать энергетические комплексы, реализующие принцип газопоршневого когенерации, при

этом энергетическим объектом, вырабатывающим тепловую и электрическую энергии является газопоршневой двигатель, характеризующийся наличием входа по основному топливу (шахтный метан) и окислителю (воздух). Основным преимуществом данного энергокомплекса является высокий КПД по выработке тепловой (43%) и электрической (43%) энергии. Суммарный КПД газопоршневых установок может достигать 86 %. Кроме того, такой энергокомплекс имеет преимущество при малых тепловых нагрузках, так как на 1 кВт электрической энергии вырабатывается лишь 1 кВт тепловой энергии, в то время как в энергокомплексах на принципе паротурбинной когенерации на 1 кВт электрической энергии вырабатывается 6 кВт тепловой энергии. Следует отметить, что энергокомплекс на базе газопоршневой когенерации обладает существенными экологическими преимуществами, так как в нем происходит преобразование метана в углекислый газ, при этом в 21 раз уменьшается парниковый эффект.

К основным проблемам, связанным с повышением эффективности работы шахтных когенерационных энергокомплексов, следует отнести вопросы рационального использования угольного метана в энергетических объектах, а также проблему максимального использования выработанных при этом тепловой и электрической энергий, обеспечивая максимальную прибыль и минимальный срок окупаемости энергокомплекса. Как показывают исследования экономико-математических моделей шахтных энергокомплексов данное условие выполняется при максимальной степени когенерации. Кроме того, подобные энергокомплексы обеспечивают сокращение потребления для этих целей импортного природного газа, уменьшение вредных выбросов метана в атмосферу и получение шахтами дополнительного финансирования за продажу квот на выбросы по Киотскому протоколу.

В ИГТМ НАН Украины разработаны принципиальные схемы утилизации метановоздушной смеси (МВС) в газопоршневых установках (ГПУ), как для случая утилизации обедненных (криогенный метод), так и для утилизации МВС подземных дегазационных скважин и системы газоотсоса при нормируемых Правилами безопасности значениями. Особенностью разработанных схем является то, что по каналу воздушного дутья подается низкопотенциальная часть МВС с допустимой концентрацией не более 2,5 % метана, а по каналу основного топлива подается высокопотенциальная часть МВС с допустимой концентрацией не менее 25 % метана, что оговорено Правилами безопасности. Предусматривается возможность обогащения высокопотенциальной МВС газом или из промышленного газопровода или из поверхностных дегазационных скважин.

Мощность на выходе ГПУ определится как

$$P_{ГПУ} = P_{вд} + P_{ом} = (Q_1 k_1 + Q_2 k_2) \cdot Q_{не}^p \cdot \eta_э, \text{ кВт} \quad (1)$$

где $P_{вд} = Q_1 k_1 Q_{не}^p \eta_э$ – мощность, реализуемая по каналу воздушного дутья, кВт;

$P_{om} = Q_2 k_2 Q_{нз}^p \eta_3$ – мощность, реализуемая по каналу основного топлива, кВт; Q_1 (м³/ч) и k_1 – объем и концентрация МВС по каналу воздушного дутья; Q_2 (м³/ч) и k_2 – объем и концентрация МВС по каналу основного топлива; η_3 – КПД ГПУ по выработке электроэнергии; $Q_{нз}^p$ – низшая теплота сгорания газообразного топлива, ккал/м³.

Теоретический объем воздуха, необходимого для сжигания метана в ГПУ, определяется как

$$V^0 = V_z^0 (Q_1 k_1 + Q_2 k_2), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2)$$

где V_z^0 – удельный объемный расход воздуха для сжигания газообразного топлива, м³/м³.

Совместно решая (1) и (2) получим выражение для теоретического объема воздуха, подаваемого в ГПУ в виде

$$V^0 = \frac{P_{ГПУ_3} \cdot V_z^0 \cdot 10^3}{1,16 \cdot Q_{нз}^p \cdot \eta_3}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (3)$$

Зависимость (3) позволяет при заданной мощности определить теоретический объем воздуха, подаваемого в ГПУ.

Для определения объемов МВС, подаваемой в ГПУ по каналам воздушного дутья Q_1 и основного топлива Q_2 , запишем систему уравнений

$$\alpha \cdot V^0 = Q_1 (1 - k_1) + Q_2 (1 - k_2), \quad (4)$$

$$V^0 = Q_1 k_1 V_z^0 + Q_2 k_2 V_z^0, \quad (5)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, представляющий для ГПУ отношение фактически поданного воздуха для сжигания топлива к количеству воздуха, необходимого по стехиометрии.

Решающее значение для выбора α имеют как оптимальное значение удельного расхода топлива, так и растущая с увеличением α детонационная стойкость и меньшая тепловая нагрузка на двигатель по сравнению с эксплуатацией при $\alpha = 1$. Введенные в последнее время жесткие требования к ограничению вредных выбросов обуславливают работу ГПУ в диапазоне, составляющем для ГПУ $\alpha = 1,7 - 2,2$.

Из уравнений (4) и (5) после преобразований получим значения расходов МВС по каналам воздушного дутья Q_1 и основного топлива Q_2 с концентрациями метана, соответственно, k_1 и k_2 , выраженные через известные величины

$$Q_1 = V^0 \frac{k_2(\alpha V_2^0 + 1) - 1}{V_2^0(k_2 - k_1)}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$Q_2 = V^0 \frac{\alpha - \frac{[k_2(\alpha V_2^0 + 1) - 1](1 - k_1)}{V_2^0(k_2 - k_1)}}{1 - k_2}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определение расходов МВС от вакуум-насосных станций по каналам воздушного дутья Q_{m1} и основного топлива Q_{m2} для одной ГПУ осуществляется следующим образом. Вначале определяется суммарный расход чистого метана от вакуум-насосных станций. Затем находится суммарная электрическая мощность ГПУ путем деления суммарного расхода чистого метана ($\text{м}^3/\text{ч}$) на удельный расход чистого метана ($\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$). Разделив суммарную электрическую мощность на модульную мощность одной ГПУ, определим количество ГПУ. Расход МВС от вакуум-насосных станций перераспределяется следующим образом. Выбирается канал МВС (или несколько каналов) с максимальной концентрацией, используемый для подачи расхода Q_{m2} по каналу основного топлива. Оставшиеся каналы подачи МВС сводятся в один, используемый для подачи расхода Q_{m1} по каналу воздушного дутья. В дальнейшем расчет ведется на одну установку. Выполненные расчеты показывают, что при концентрации низкопотенциальной МВС по каналу воздушного дутья равной 2,5 %, расход потенциальной части МВС по каналу основного топлива может быть уменьшен вдвое.

Анализ возможных путей утилизации шахтного метана в ГПУ [1] показывает, что наиболее целесообразным и экономически выгодным является выработка как основной электроэнергии, так и дополнительной электроэнергии путем утилизации тепла системы охлаждения ГПУ в гидропаровой турбине (ГПТ), установленной на валу ГПУ [2]. Схема подобной силовой установки приведена на рис.1.

Силовая установка, схема которой приведена на рис. 1, содержит двигатель внутреннего сгорания 1 с системой охлаждения 2, имеющей вход 3 и выход 4, причем, на валу двигателя размещены электрический генератор 5 и ГПТ 6, на вход которой поступает горячая вода с выхода 4 системы охлаждения двигателя 1, а выход турбины соединен через конденсатор 7 и насос 8 со входом 3 системы охлаждения двигателя. Система охлаждения конденсатора содержит последовательно включенное устройство для удаления тепла 9, в виде воздушного радиатора, и насос 10 системы охлаждения конденсатора.

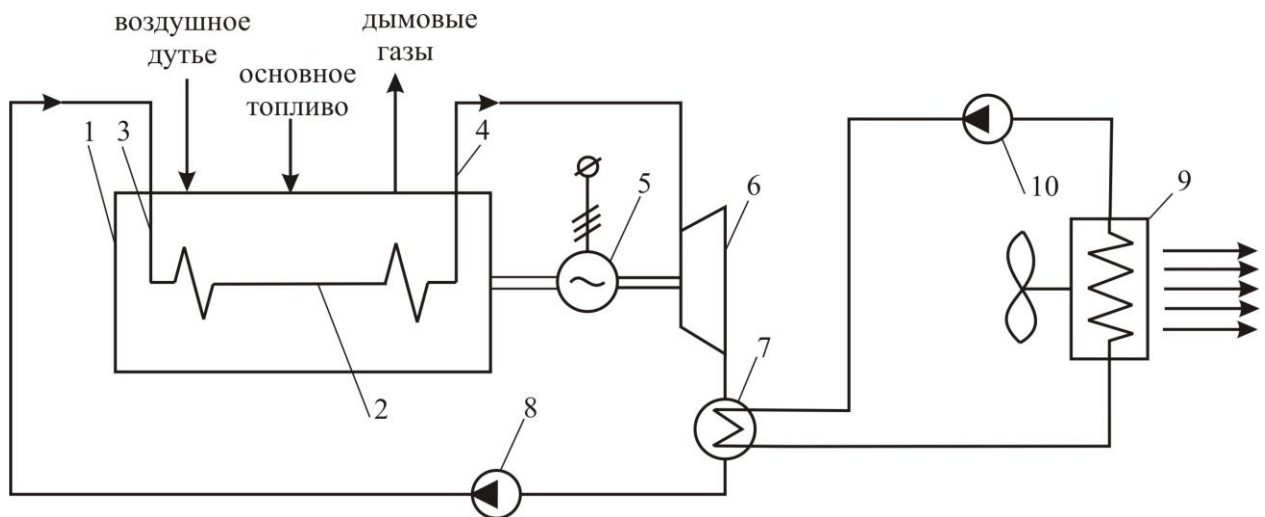


Рис.1 – ГПУ с ГПТ в кинематической цепи

Силовая установка работает следующим образом. Газ или МВС подается на каналы воздушного дутья (метан газоотсоса) и основного топлива (метан дегазации) газопоршневого двигателя внутреннего сгорания 1, вал которого под действием давления в цилиндрах двигателя 1, образующегося при сгорании газа, начинает вращаться вместе с размещенными на его валу электрическим генератором 5 и гидропаровой турбиной 6. При работе двигателя 1 рабочая жидкость в системе охлаждения 2 двигателя 1 нагревается до температуры $110 - 120^{\circ}\text{C}$ и насосом 8 подается на вход гидропаровой турбины 6, в диффузоре которой давление падает ниже давления насыщения, образуется паровая фаза и вылетающая из диффузора пароводяная струя создает реактивную силу и дополнительный крутящий момент на валу двигателя 1, помогая ему преодолевать момент сопротивления электрического генератора 5, отдающего электрическую энергию в сеть. Таким образом, ГПТ 6, преобразуя тепловую энергию системы охлаждения 2 двигателя 1 в механическую, отдает эту энергию на вал двигателя 1, разгружая его и при этом повышая КПД установки. Пароводяная смесь с выхода ГПТ 6 поступает в конденсатор 7, где конденсируется и в виде жидкости, посредством насоса 8, вновь подается на вход 3 системы охлаждения 2 двигателя внутреннего сгорания 1. Насос 10 прокачивает жидкость через охлаждающий элемент конденсатора 7 и устройство для удаления тепла 9. При этом, момент нагрузки на валу двигателя 1 уменьшается и он потребляет меньше газа при постоянстве генерируемой электрической мощности. При том же потреблении газа двигатель 1 вместе с турбиной 6 могут работать с электрическим генератором большей мощности.

Выполним анализ энергетической эффективности рассматриваемой силовой установки, состоящей из ГПУ JMS 620 фирмы Jenbacher и усовершенствованной ГПТ, которая преобразует тепловую энергию горячей воды системы охлаждения ГПУ в кинетическую энергию гидропаровой струи и, следовательно, в механическую энергию турбины. Следовательно, установка ГПТ в кинематическую цепь силовой установки при постоянном расходе газа обес-

печивает увеличение электрической мощности, отдаваемой в сеть генератором, т. е. увеличивается КПД установки.

Ранее в работах [3, 4] была приведена конструктивная схема усовершенствованной реактивной ГПТ с прямолинейным каналом и дополнительным криволинейным участком, а также методика расчета силовых и энергетических параметров предложенной ГПТ.

Мощность на валу усовершенствованной ГПТ определяется как

$$P_{ГПТ} = G \cdot 10^{-3} \cdot \left(v_c \cdot R_p \cdot \omega + F_{u2} \cdot R_{u2} \cdot \frac{\omega}{G} - 6,28 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega^2 - F_{u1} \cdot R_{u1} \cdot \frac{\omega}{G} - \right. \\ \left. - 2,22 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega^2 - (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2 \cdot \omega^2 \right) - P_n - P_{тр}, \text{ кВт} \quad (6)$$

где G – расход горячей воды на турбину при трехсопловой схеме, кг/с; v_c – скорость истечения пароводяной смеси, м/с; R_p – радиус приложения реактивной силы, м; ω – окружная скорость ротора, 1/с; F_{u1} – внецентренная центробежная сила, действующая на сопряжении канала, Н; R_{u1} – радиус приложения силы F_{u1} , м; r_3 – радиус закругления криволинейного участка, м; F_{u2} – внецентренная центробежная сила, действующая на криволинейном участке, Н; R_{u2} – радиус приложения силы F_{u2} , м; r_2 – радиус закругления участка сопряжения, м; P_n – мощность, расходуемая насосом, кВт; $P_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на трение диска в пароводяной смеси, кВт.

Внецентренные центробежные силы F_{u1} и F_{u2} , действующие на участке сопряжения и криволинейном участке канала в соответствии с [5] определялись по выражению

$$F_{ui} = 2 \cdot G \cdot v_i + (2 \cdot p_i - \Delta p_i) \cdot S_i, \text{ Н},$$

где v_i – скорость жидкости на соответствующем участке канала, м/с; p_i – давление на входе в участок, Па; Δp_i – потери давления на трение и местные сопротивления на участке, Па; S_i – площадь поперечного сечения участка. Радиусы приложения данных сил находились по правилу сложения параллельных сил.

Расход горячей воды на турбину равен

$$G = \frac{P_T}{i_1' - i_2'}, \text{ кг/с}.$$

Продифференцировав выражение для результирующей мощности (6) по ω , получим выражение для оптимальной окружной скорости, при которой

мощность турбины достигает своего максимального значения

$$\omega_{opt} = \frac{v_c \cdot R_p + F_{y2} \cdot R_{y2} / G - F_{y1} \cdot R_{y1} / G}{12,56 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) + 4,44 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) + 2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2}, 1/с.$$

Потери мощности от трения при вращения ротора в камере, заполненной пароводяной смесью, могут быть определены по известным зависимостям, приведенным в работах [6, 7]. Получаемая на валу турбины внутренняя мощность $P_{ГПТ}$ меньше результирующей мощности ротора на величину мощности, затрачиваемой на трение диска в пароводяной смеси $P_{тр}$ и на нужды насоса P_n .

Электрический коэффициент полезного действия рассматриваемой силовой установки равен

$$\eta_c = \frac{P_{ГПУ} + P_{ГПТ} \cdot \eta_z}{P_{хим}},$$

где $P_{ГПУ}$ – электрическая мощность ГПУ, кВт; η_z – КПД электрического генератора; $P_{хим} = (Q_1 k_1 + Q_2 k_2) \cdot Q_{из}^p$ – химическая мощность топлива, кВт.

Рассмотрим методику расчета параметров расширяющегося сопла турбины. Принимаем модель раздельного течения фаз в сопле вследствие сепарации, возникающей под влиянием центробежной силы, действующей на жидкость в каналах турбины при ее вращении. Скорость истечения пароводяной смеси из сопла может быть определена из известного выражения

$$v_c = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (i_1' - i_2' - (s_1' - s_2') \cdot T_2)}, \text{ м/с}, \quad (7)$$

где φ – скоростной коэффициент, учитывающий потери на межфазное трение, трение по длине сопла и метастабильность; i_1' , s_1' – соответственно энтальпия и энтропия горячей воды на входе в канал турбины; i_2' , s_2' – энтальпия и энтропия воды на срезе сопла; T_2 – температура на срезе сопла, соответствующая давлению насыщения, К.

С другой стороны скорость истечения пароводяной смеси из сопла [8] равна:

$$v_c = \sqrt{x \cdot v_n^2 + (1 - x) \cdot v_{жс}^2}, \text{ м/с}, \quad (8)$$

где v_n – истинная скорость пара на срезе сопла, м/с; x – массовое паросодержание; $v_{жс}$ – истинная скорость жидкости на срезе сопла, м/с.

Диаметр сопла на входе принимался равным $d_{\text{ex}} = 0,1$ м, чтобы обеспечить малую скорость жидкости по длине насадка. Длина сопла ($l_c = 0,2$ м) определялась из условия отсутствия метастабильности и падения давления в сопле с давления насыщения до давления в конденсаторе. Основным критерием, характеризующим завершенность процесса парообразования, является время нахождения частицы жидкости внутри насадка

$$\tau = \frac{l_c}{v_{cp}}, \text{ с,}$$

где v_{cp} – средняя скорость жидкости в сопле, м/с.

Сравнение полученных в данной работе результатов ($\tau \approx 0,2 \div 0,4$ с) с результатами опытов, приведенных в работах [9, 10], показывает, что процесс парообразования успевает полностью завершиться внутри сопла, т.е. метастабильность отсутствует.

Для предотвращения кризисных явлений (запираний отдельных компонентов) по длине сопла ограничим скорость пара. Она не должна превышать скорость звука

$$v_n \leq v_{nz} \cdot k_s, \text{ м/с,}$$

где v_{nz} – скорость звука во влажном паре при температуре T_2 м/с; k_s – коэффициент запаса, равный 0,9.

Зная скорость пара на выходе из сопла и скорость жидкости на входе, задаемся скоростью жидкости на срезе, предполагая, что пар немного разгонит воду. Следовательно, зная скорость пара и воды на срезе можно по формуле (8) определить скорость смеси, затем, приравнивая правые части выражений (7), (8) получим выражение для скоростного коэффициента

$$\varphi = \frac{\sqrt{x \cdot v_n^2 + (1-x) \cdot v_{\text{жс}}^2}}{\sqrt{2 \cdot (i_1' - i_2' - (s_1' - s_2') \cdot T_2)}}.$$

Форма сопла имеет также важное значение. Так, например, поперечное сечение сопла прямоугольной формы по сравнению с круглой позволяет уменьшить габариты турбины при одинаковой площади сечения насадка.

Расчет энергетических показателей усовершенствованной ГПТ и рассматриваемой силовой установки был выполнен по вышеприведенным зависимостям для следующих параметров:

- температура воды на входе в канал турбины $t_1 = 110$ °С;
- температура воды на срезе сопла $t_2 = 46$ °С;
- скорость воды на прямолинейном участке и сопряжении $v_1 = 20; 30$ м/с,

- скорость воды на криволинейном участке $v_2 = 100; 140$ м/с;
- радиус действия реактивной силы $R_p = 0,8$ м;
- для закруглений принято $r_2 = r_3 = 0,1$ м;
- тепловая мощность $P_T = 3050$ кВт;
- электрическая мощность ГПУ $P_{ГПУ} = 3035$ кВт;
- химическая энергия топлива $P_{хим} = 7076$ кВт;
- КПД электрического генератора установки $\eta_e \approx 0,97$.

Конструктивные параметры турбины подбирались исходя из условий максимальной мощности, отсутствия запирающих эффектов и кавитации в ее каналах. Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Термодинамические и энергетические показатели усовершенствованной ГПТ и силовой установки

Параметры	$v_2 = 100$ м/с		$v_2 = 140$ м/с	
	$v_1 = 20$ м/с	$v_1 = 30$ м/с	$v_1 = 20$ м/с	$v_1 = 30$ м/с
Массовое паросодержание x_2	0,102			
Разность энтальпий воды на входе и выходе из канала турбины $(i_1' - i_2')$, кДж/кг	268,75			
Расход горячей воды на турбину G , кг/с	11,35			
Скоростной коэффициент φ	0,63			
Скорость струи v_c , м/с	138			
Оптимальная окружная скорость ротора ω_{opt} , 1/с	175	176	253	254
Мощность, затрачиваемая насосом P_H , кВт	2,8	3,0	4,2	4,7
Мощность, расходуемая на трение ротора $P_{тр}$, кВт	22	23	67	68
Мощность на валу турбины $P_{ГПТ}$, кВт	279	265	441	420
Электрический КПД силовой установки η_c	0,467	0,465	0,489	0,486

Из таблицы 1 следует, что уменьшение скорости жидкости v_1 приводит к возрастанию мощности турбины, что обусловлено снижением центробежной и кориолисовых сил, действующих на сопряжении и прямолинейном участке канала и входящих в уравнение (б) с отрицательным знаком. Также из таблицы 1 следует, что при увеличении скорости воды на криволинейном участке v_2 оптимальная окружная скорость и мощность турбины возрастают. Это

происходит за счет увеличения внецентренной центробежной силы $F_{ц2}$, действующей на дополнительном криволинейном участке и создающей крутящий момент. Так, например, при $v_1 = 20$ м/с и $v_2 = 100$ м/с; 140 м/с максимальная мощность составляет 279 кВт и 441 кВт соответственно.

Анализ таблицы 1 показывает, что установка ГПТ в кинематическую цепь силовой установки при постоянном расходе газа повышает электрическую мощность, отдаваемую в сеть генератором, т. е. увеличивается КПД установки. Так, например, ГПУ JMS 620 фирмы Jenbacher, входящая в состав когенерационного энергокомплекса на шахте им. А.Ф. Засядько и работающая с температурным графиком 110 °С на 70 °С, имеет электрический КПД 42,9 %, а рассматриваемая силовая установка – 48,9 %, что свидетельствует о перспективности предлагаемого схемного решения при утилизации шахтного метана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат, А.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис.- Киев: Наукова думка, 2006.- 176 с.
2. Пат. 92294 Украина, F02G 5/00 F01B 21/00. Силовая установка / Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю. Заявитель и патентообладатель ин-т геотехн. механики НАН Украины -№ а200912402; заявл. 01.12.09; опубл. 11.10.10, Бюл. № 19.
3. Чемерис А.Ф., Комлева И.Ю. Утилизация тепла горячей воды шахтных энергетических объектов с использованием гидропаровых турбин // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2010. – № 5. –С. 60-63.
4. Пат. 90232 Украина, F01 D1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Заявитель и патентообладатель ин-т геотехн. механики НАН Украины -№ а200906198; заявл. 15.06.09; опубл. 12.04.10, Бюл. № 7.
5. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. – М.: Издательство иностранной литературы, 1951. – 575 с.
6. Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин: учеб. пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
7. Щегляев А.В. Паровые турбины. (Теория теплового процесса и конструкции турбин.). Изд. 4-е., перераб. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.
8. Карышев А.К., Мильман О.О., Шевелев Д.В. Влияние скольжения фаз на характеристику гидропаровой турбины работающей по принципу сегнера колеса. // Известия вузов. Машиностроение. –2007. – № 10. – С. 25-29.
9. Положий С.В. Экспериментальное исследование адиабатического парообразования при течении в насадках. // Известия вузов. Энергетика. – 1963. – №9. – С. 78-84.
10. Гурченко А.А. Определение завершенности процесса парообразования при истечении кипящей воды. // Известия томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С.М. Кирова. – 1958. – Том 101. – С. 18-21.