

А.Ф. Булат, академик НАН Украины, И.Ф. Чемерис, к.т.н., И.Ю. Комлева, аспирант (Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, г. Днепропетровск), И.А. Ефремов, к.т.н. (АП «Шахта им. А.Ф. Засядько»)

# Энергетическая эффективность газопоршневой установки с гидропаровой турбиной

*Показана перспективность использования реактивных гидропаровых турбин для утилизации низкопотенциального тепла систем охлаждения газопоршневых двигателей шахтных энергетических комплексов. Проведен расчет коэффициента полезного действия когенерационного энергокомплекса с газопоршневой установкой и гидропаровой турбиной.*

**Ключевые слова:** гидропаровая турбина, газопоршневая установка, шахтный энергокомплекс, коэффициент полезного действия.

*Показана перспективність використання реактивних гідропарових турбін для утилізації низькопотенційного тепла систем охолодження газопоршневих двигунів шахтних енергетичних комплексів. Проведений розрахунок коефіцієнту корисної дії когенераційного енергокомплексу з газопоршневою установкою та гідропаровою турбіною.*

**Ключові слова:** гідропарова турбіна, газопоршневая установка, шахтний енергокомплекс, коефіцієнт корисної дії.

*In this paper the perspective of reactive steam-water turbine used for waste heat utilization from gas engine of mining energy complexes is discussed. The calculation of efficiency for cogeneration energy complex with gas engine and steam-water turbine is made.*

**Keywords:** steam-water turbine, gas engine, mining energy complexes, efficiency.

Одним из перспективных направлений утилизации избыточного тепла горячей воды является использование реактивных гидропаровых турбин (ГПТ), что позволяет преобразовать тепловую энергию горячей воды с температурой 90-180°C шахтных энергетических объектов в механическую и, в частности, электрическую энергию, отдаваемую в сеть [1]. К подобным объектам относятся системы охлаждения газопоршневых двигателей внутреннего сгорания, являющихся приводами электрогенераторов и входящих в состав шахтных энергокомплексов.

Ранее в работах [2,3] была приведена конструктивная схема усовершенствованной реактивной гидропаровой турбины с прямолинейным каналом и дополнительным криволинейным участком, а также методика расчета силовых и энергетических параметров предложенной ГПТ. Выполнение дополнительного криволинейного участка канала в виде полуокружности позволяет существенно увеличить результирующий крутящий момент турбины и обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление участка. В результате суммарная мощность ГПТ и коэффициент полезного действия могут быть увеличены почти в два раза по сравнению с существующими конструктивными схемами турбины [4, 5].

Проведем анализ изменения энергетических параметров усовершенствованной ГПТ при различных температурах воды на входе в канал турбины, входящей в состав энергетического модуля, выполненного

на базе газопоршневой установки (ГПУ) JMS 620 фирмы Jenbacher. Когенерационный энергокомплекс на шахте им. А.Ф. Засядько содержит 12 подобных энергетических модулей [6]. ГПУ имеет постоянную тепловую мощность системы охлаждения  $P_T=3050$  кВт. Турбина, выполненная как гидропаровая, обеспечивает непосредственное преобразование тепловой энергии горячей воды системы охлаждения ГПУ в кинетическую энергию гидропаровой струи и, следовательно, в механическую энергию турбины. Установка гидропаровой турбины в кинематическую цепь энергетического модуля обеспечивает непосредственную передачу механической энергии турбины в крутящий момент на валу двигателя, разгружая его и повышая его КПД.

Мощность ротора усовершенствованной гидропаровой турбины определяется так:

$$P = G \cdot 10^{-3} \cdot (v_c \cdot R_p \cdot \omega + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega - 6,28 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega^2 - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega - 2,22 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega^2 - (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2 \cdot \omega^2) \text{ кВт}, \quad (1)$$

где  $G$  – расход горячей воды на турбину при трехсплошной схеме, кг/с;  $v_c$  – скорость истечения пароводяной смеси, м/с;  $R_p$  – радиус приложения реактивной силы, м;  $\omega$  – окружная скорость ротора, 1/с;  $v_2$  – скорость воды на криволинейном участке канала, м/с;  $r_3$  – радиус закругления криволинейного участка, м;  $v_1$  – ско-

рость воды на прямолинейном участке и сопряжении канала, м/с;  $r_2$  – радиус закругления участка сопряжения, м.

Скорость истечения пароводяной смеси может быть определена из выражения

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

где  $\varphi$  – 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;  $i_1''$ ,  $s_1''$  – увеличение энтальпии и энтропии вследствие повышения температуры воды за счет преобразования гидравлических потерь энергии от трения в канале в тепловую энергию (рассматриваем адиабатный процесс, канал теплоизолированный);  $i_2'$ ,  $s_2'$  – энтальпия и энтропия на срезе сопла;  $T_2$  – температура на срезе сопла, соответствующая давлению насыщения, К.

Расход горячей воды на турбину равен

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

Продифференцировав выражение для результирующей мощности (1) по  $\omega$ , получим выражение для оптимальной окружной скорости, при которой мощность турбины достигает своего максимального значения

$$\omega_{opt} = \frac{v_c \cdot R_p + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3)}{12,56 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) + 4,44 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) + 2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2}, \text{ 1/с.}$$

Вращение ротора в камере, заполненной пароводяной смесью, требует затрат мощности. Мощность, расходуемая на преодоление трения при вращении ротора, заимствуется из полезной мощности, так что получаемая на валу турбины внутренняя мощность меньше результирующей мощности ротора  $P$  на величину мощности  $P_{тр}$ , затрачиваемой на трение диска в пароводяной смеси.

Широко распространенной полумпирической формулой для подсчета потерь от трения ротора в среде является формула Стодола [7], которая имеет следующий вид:

$$P_{тр} = \lambda \cdot A \cdot d^2 \cdot \rho_c \cdot \left(\frac{u}{100}\right)^3, \text{ кВт,}$$

где коэффициент  $\lambda=1,2-1,3$  для насыщенного пара;  $A=1,0$ ;  $d$  – диаметр ротора турбины, м;  $\rho_c$  – плотность пароводяной смеси в камере ротора, кг/м<sup>3</sup>;  $u$  – скорость ротора, м/с.

Потери мощности от трения ротора в пароводяной смеси также можно определить по формуле Дорфмана [8], которая дает сравнимые результаты.

Коэффициент полезного действия ГПТ определяется по формуле

$$\eta_{ГПТ} = \frac{P - P_{тр}}{P_T + P_H},$$

где  $P_H$  – мощность насоса, кВт.

Расчет энергетических показателей усовершенствованной ГПТ был выполнен по вышеприведенным формулам для следующих параметров:

- температура воды на входе в канал  $t_1=90; 110; 130$  °С;
- температура воды на срезе сопла  $t_2=46$  °С;
- вводимая тепловая мощность  $P_T=3050$  кВт;
- скорость воды в канале составляет  $v_1=30$  м/с,  $v_2=100$  м/с;
- радиус действия реактивной силы  $R_p=0,8$  м;
- для закруглений принято  $r_2=r_3=0,1$  м;
- скоростной коэффициент  $\varphi=0,8$ .

Конструктивные параметры турбины при различных температурах воды на входе подбирались, исходя из условия отсутствия запирающих эффектов в ее каналах, т.е. постоянного превышения статического давления, создаваемого в каналах турбины центробежной силой и питательным насосом, над потерями давления в них на трение и на местные гидравлические сопротивления. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Из табл.1 видно, что при уменьшении температуры воды на входе в канал турбины расход рабочей жидкости растет и увеличивается почти в 2 раза. Результирующая мощность на валу турбины и КПД также увеличиваются при уменьшении температуры,

Таблица 1. Энергетические показатели усовершенствованной ГПТ при различных температурах воды на входе

Параметры	Температура на входе в канал $t_1$ , °С		
	90	110	130
Расход горячей воды на турбину $G$ , кг/с	16,54	11,35	8,62
Повышение температуры воды в канале $\Delta t$ , °С	2,7	3,5	4,3
Скорость пароводяной струи $v_c$ , м/с	130	185	238
Оптимальная окружная скорость $\omega_{opt}$ , 1/с	181	207	232
Мощность ротора турбины $P$ , кВт	464,53	416,26	398,13
Мощность, расходуемая на трение ротора $P_{тр}$ , кВт	24,67	36,89	51,95
Мощность, затрачиваемая насосом $P_H$ , кВт	7,36	5,24	3,50
Коэффициент полезного действия турбины $\eta_{ГПТ}$	0,144	0,124	0,113

что, на первый взгляд, парадоксально. Это объясняется тем, что внецентренная центробежная сила, возникающая на дополнительном криволинейном участке ( $F_y = 3,14 \cdot G \cdot v_o$ ) и входящая в уравнение (1) со знаком плюс, растет намного быстрее, чем потери от сил Кориолиса и внецентренной центробежной силы на прямолинейном участке и закруглениях, а реактивная сила ( $F_p = G \cdot v_o$ ), создаваемая пароводяной струей остается практически неизменной. Кроме того, потери мощности, расходуемой на трение ротора в пароводяной смеси, увеличиваются с повышением температуры за счет роста оптимальной окружной скорости.

Выполним анализ энергетической эффективности шахтного энергокомплекса на Восточной промплощадке шахты им. А.Ф. Засядько, содержащего 12 энергетических модулей, каждый из которых состоит из ГПУ и ГПТ. Рассмотрим влияние степени когенерации (сов-

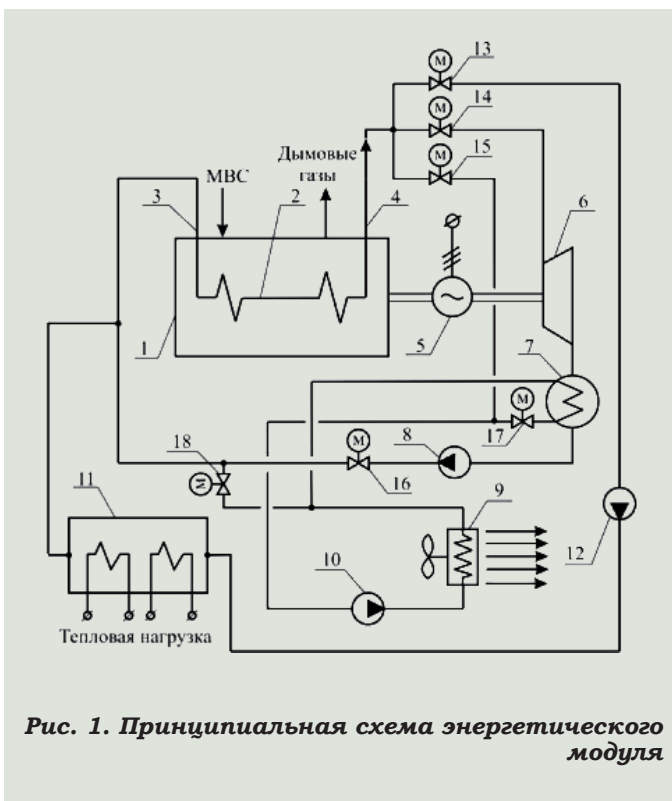


Рис. 1. Принципиальная схема энергетического модуля

местной реализации тепловой и электрической энергий) на энергетические параметры когенерационного энергокомплекса. Максимальные технико-экономические показатели работы шахтного энергокомплекса могут быть достигнуты при наиболее полной реализации как тепловой, так и электрической энергий, вырабатываемых энергокомплексом. На практике, к сожалению, это не всегда выполняется, в силу тех или иных причин. В настоящее время в рассматриваемом энергокомплексе реализован минимальный режим работы с выработкой основной электроэнергии и сбросом тепловой энергии через воздушные радиаторы в атмосферу [9]. На рис. 1 представлена принципиальная схема предлагаемого энергетического модуля, на базе которой могут быть осуществлены три различных режима работы когенерационного энергокомплекса.

Энергетический модуль содержит двигатель внутреннего сгорания 1 с системой охлаждения 2, имеющей вход 3 и выход 4, причем, на валу двигателя размещены электрический генератор 5 и гидропаровая турбина 6, на вход которой поступает горячая вода с выхода 4 системы охлаждения двигателя 1, а выход турбины соединен через конденсатор 7 и насос 8 с 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. Кроме того, для реализации рассматриваемых режимов работы схема содержит тепловой бойлер 11 с насосом 12, регуляторы 13 – 18.

В табл. 2 приведены расчетные параметры для определения коэффициента полезного действия энергокомплекса на шахте им. А.Ф. Засядько при различных режимах утилизации шахтного метана.

Рассмотрим три основных режима работы энергокомплекса.

**I режим.** Существующий режим работы, при котором в 12 газопоршневых установках, размещенных на Восточной промплощадке шахты, вырабатывается лишь основная электроэнергия. Избыточное тепло системы охлаждения сбрасывается в атмосферу через воздушные радиаторы, размещенные на крыше здания энергокомплекса. Работа схемы в этом режиме осуществляется следующим образом. Регуляторы 13, 14, 16 и 17 закрыты. Регуляторы 15 и 18 открыты. Насос 10 включен, насосы 8, 12 выключены. Сброс тепловой энергии в атмосферу осуществляется по цепи: выход 4 – регулятор 15 – насос 10 – радиатор 9 – регулятор 18 – вход 3.

Определим КПД для I-го режима

$$\eta = \frac{P_e}{P_{хим}} = \frac{3035}{7076} = 0,43.$$

Таблица 2. Параметры для определения КПД энергокомплекса на шахте им. А.Ф. Засядько при различных режимах утилизации шахтного метана

Исходные данные	Значение
Число работающих ГПУ $n$ , шт	12
Химическая энергия топлива $P_{хим}$ , кВт	7076,0
Установленная электрическая мощность $P_e$ , кВт	3035,0
Установленная тепловая мощность $P_{тв}$ , кВт	3050,0
Число часов работы в году, ч	8000
Годовой объем вырабатываемой тепловой энергии $P_{отв}$ , МВт	36,60
Годовой объем тепла, потребляемого шахтой $P_{шв}$ , МВт	14,81
Годовой объем тепла, потребляемого сторонними потребителями $P_{стн}$ , МВт	9,36

**II режим.** В этом режиме энергокомплексом вырабатываются основная и дополнительная энергия за счет установки 12 гидропаровых турбин, вырабатывающих дополнительную электроэнергию за счет утилизации тепла систем охлаждения газопоршневых установок. Турбины могут быть установлены либо непосредственно на валу газопоршневых установок, либо установлены отдельно и снабжены электрогенераторами. Работа схемы во втором режиме осуществляется следующим образом: регуляторы 13, 15 и 18 закрыты. Регуляторы 14, 16 и 17 открыты. Насосы 8 и 10 включены, насос 12 выключен. Выработка дополнительной электроэнергии и сброс избыточного тепла в атмосферу осуществляется по двум цепям: силовой и конденсационной. Силовая цепь с ГПТ: выход 4 – регулятор 14 – турбина 6 – насос 8 – регулятор 16 – вход 3. Конденсационная цепь: выход конденсатора 7 – регулятор 17 – насос 10 – радиатор 9 – вход конденсатора 7. Для расчетов из табл. 1 берем наибольший коэффициент преобразования тепловой энергии в электрическую энергию гидропаровой турбины  $\eta_{ГПТ}$ . Коэффициент полезного действия энергокомплекса в этом режиме будет равен

$$\eta = \frac{P_3 \cdot n + P_{эм} \cdot \eta_{ГПТ}}{P_{хлм} \cdot n} = \frac{3,035 \cdot 12 + 36,6 \cdot 0,144}{7,076 \cdot 12} = 0,49.$$

**III режим.** Энергокомплекс полностью реализует когенерационный режим, а именно: вырабатывается и реализуется основная (ГПУ) и дополнительная (ГПТ) электроэнергия, а также тепловая энергия, потребляемая шахтой и сторонними потребителями. При работе в этом режиме открыты регуляторы 13 – 18 открыты, насосы 8, 10 и 12 включены. Горячая вода потребителям тепла поступает по цепи: выход 4 – регулятор 13 – насос 12 – бойлер 11 – вход 3. Работа ГПТ обеспечивается подачей горячей воды по силовой цепи: выход 4 – регулятор 14 – турбина 6 – выход конденсатора 7 – насос 8 – регулятор 16 – вход 3. Кроме этого, тепло отводится по конденсационной цепи: выход конденсатора 7 – регулятор 17 – насос 10 – радиатор 9 – регулятор 18 – вход 3. Оставшееся тепло при необходимости отводится в атмосферу по цепи: выход 4 – регулятор 15 – насос 10 – радиатор 9 – регулятор 18 – вход 3. Положение регуляторов 13, 14 и 15 определяется соответствующими нагрузками по горячей воде. Следует отметить, что при рациональной работе схемы в I режиме нет необходимости в охлаждении оставшейся горячей воды, т.к. она должна быть распределена между регуляторами 13 и 14, а регулятор 15 должен быть закрыт. КПД в этом режиме имеет вид

$$\eta = \frac{P_3 \cdot n + (P_{ш} + P_{ст}) \cdot (1 - \eta_{ГПТ}) + P_{эм} \cdot \eta_{ГПТ}}{P_{хлм} \cdot n} =$$

$$= \frac{3,035 \cdot 12 + 24,17 \cdot 0,856 + 36,6 \cdot 0,144}{7,076 \cdot 12} = 0,73.$$

Анализ КПД когенерационного энергокомплекса при трех различных режимах работы показывает, что эффективность работы комплекса на Восточной промплощадке шахты им. А.Ф. Засядько повышается с увеличением степени когенерации. Так, например, при переходе от I режима работы к III режиму работы имеет место повышение КПД энергокомплекса в 1,7 раза.

### Выводы

Установлено, что усовершенствованную ГПТ можно применять как элемент энергосберегающих технологий при утилизации избыточного тепла систем охлаждения газопоршневых двигателей, входящих в состав шахтных энергокомплексов, работающих на угольном метане. Кроме того, ГПТ может быть использована и в других энергетических объектах, а именно в системах охлаждения шахтных компрессорных станций и в схемах утилизации избыточного тепла водогрейных котлов.

### Список литературы:

1. Чемерис И.Ф. Выработка дополнительной электроэнергии на базе гидропаровых турбин в шахтных энергокомплексах // Геотехническая механика: Межд. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. – Д., 2007. – Вып. 73. – С. 214-219.
2. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю. Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2010. – №2(20). – С. 25-28.
3. Пат. 90232 Украины, F01 D1/00. Реактивная турбина / Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Заявитель и патентообладатель ин-т геотехн. механики НАН Украины – № а200906198; заявл. 15.06.09; опубли. 12.04.10, Бюл. № 7.
4. Пат. 2086774 Рос. Федерация МПК 6F01D1/32, 25/32. Реактивная турбина для многофазного рабочего тела / Мельников В.Б., Баршак А.Е., Мурахин С.А. – Опубли. 10.08.1997. – Бюл. №22. – С. 113.
5. Пат. 2303137 Рос. Федерация МПК 7F01D1/32. Реактивная турбина / Соловьев А.П., Турышев Б.И. – Опубли. 20.07.2007. – Бюл. № 20. – С. 89.
6. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
7. Щегляев, А.В. Паровые турбины. (Теория теплового процесса и конструкции турбин.) / А. В. Щегляев. – 4-е, изд. перераб. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.
8. Кириллов, И.И. Теория турбомашин: учеб. пособие для вузов / И.И. Кириллов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
9. Белошицкий, М. В. Использование шахтного метана в качестве энергоносителя / М.В. Белошицкий, А.А. Троицкий // Турбины и дизели, 2006. – № 6. – С. 2-9.