

сад, нормативного забезпечення та масштабного впровадження *силового опорно-анкерного кріплення виробок у широкому спектрі гірничо-геологічних та гірничотехнічних умов.*

Відповідні конструкції анкерного кріплення тепер можуть застосовуватися і застосовуються у штреках аркового циркульного, аркового шатрового, шатрового із склепінним чи плоским перекриттям, прямокутного перерізу для підготовки і відпрацювання виїмкових стовбурів, як із їх погашенням, так із повторним використанням після проходу лави, як самостійно, так і комбіновано із рамним, у виробках, проведених у зоні впливу виробленого простору, у тому числі на відстані 2,5-3 м від нього, із терміном експлуатації від 2 до 20 років.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Булат А. Ф. Опорно-анкерное крепление горных выработок угольных шахт / А. Ф. Булат, В. В. Виноградов. – Ин-т геотехн. механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2002. – 372 с.
2. КД 12.01.01.501-98 Система забезпечення надійного та безпечного функціонування гірничих виробок із анкерним кріпленням. Загальні технічні вимоги. – Введ. 1999-04-16. – К. : Міністерство вугільної промислової України, 1999. – 81 с.
3. КД 12.01.01.502-98 Система забезпечення надійного та безпечного функціонування гірничих виробок із анкерним кріпленням. Порядок та організація. – Введ. 1999-08-21. – К. : Міністерство вугільної промислової України, 1999. – 30 с.
4. СОУ 10.1.05411357.010:2008 Система забезпечення надійного та безпечного функціонування гірничих виробок із анкерним кріпленням. Загальні технічні вимоги. Введ. 2008-01-12. – К. : Мінвуглепром України, 2008. – 83 с.
5. Виноградов В. В. Геомеханика управления состоянием массива вблизи горных выработок / В. В. Виноградов. – К. : Наук. думка, 1985. – 192 с.

УДК 622.012:620.9

Канд. техн. наук. И. Ф. Чемерис,
аспирант И. Ю. Комлева,
(ИГТМ НАН Украины)

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Показана перспективність використання гідропарових турбін (ГПТ) для утилізації низькопотенційного тепла шахтних енергетичних об'єктів. Встановлено, що ГПТ з прямолінійним каналом і додатковою криволінійною ділянкою забезпечує, за інших рівних умов, підвищення силових і енергетичних показників майже в два рази. Проведений аналіз зміни енергетичних параметрів ГПТ при різних температурах води на вході в канал турбіни.

OPERATING CHARACTERISTICS OF IMPROVED STEAM-WATER TURBINE

Perspectives of steam-water turbine implementation for low-potential heat utilization from mining energy plants are shown. It is determined that steam-water turbine with straight-line channel and additional curved portion while other conditions being equal provides the increase of force and energy characteristics almost twice. The steam-water turbine energy parameters changing at different water temperatures before entering turbine channel is analyzed.

Реактивная гидропаровая турбина является перспективным узлом, позволяющим преобразовывать тепловую энергию горячей воды с температурой 90-180 °С шахтных энергетических объектов в механическую и, в частности, элект-

трическую энергию, отдаваемую в сеть [1, 2]. К подобным объектам относятся, как шахтные компрессорные станции, так и шахтные энергокомплексы, в виде действующих водогрейных котельных или систем охлаждения газопоршневых двигателей внутреннего сгорания, являющихся приводами электрогенераторов. Недостатками известных конструкций реактивных ГПТ [3, 4] являются большие габариты и нерациональное использование кинетической энергии потока в каналах турбины, а следовательно, недостаточный крутящий момент и низкий коэффициент полезного действия турбины.

Ранее в работе [5] была приведена конструктивная схема усовершенствованной реактивной гидропаровой турбины с прямолинейным каналом и дополнительным криволинейным участком, а также методика расчета и анализ силовых и энергетических параметров предложенной ГПТ. Выполнение дополнительного криволинейного участка канала в виде полуокружности позволяет существенно увеличить результирующий крутящий момент на валу турбины и обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление участка [6]. В результате суммарная мощность на валу ГПТ и коэффициент полезного действия могут быть увеличены почти в два раза по сравнению с существующими конструктивными схемами турбины (прямолинейный, криволинейный канал).

Запишем выражения результирующего момента для трех форм канала ГПТ:

– для турбины с прямолинейным каналом

$$M_1 = G \cdot (v_c \cdot R_p + 1,11 \cdot v_1 \cdot R_p - 2,22 \cdot r_1 \cdot \omega \cdot R_p - \omega \cdot (R_p - r_1)^2), \text{ Н}\cdot\text{м},$$

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; v_1 – скорость воды на прямолинейном участке и сопряжении канала, м/с; r_1 – радиус закругления участка сопряжения, м; ω – окружная скорость ротора, 1/с.

– для усовершенствованной ГПТ

$$M_2 = G \cdot [v_c \cdot R_p + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) - 6,28 \cdot r_3 \cdot \omega \cdot (R_p - r_3) - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) - 2,22 \cdot r_2 \cdot \omega \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) - \omega \cdot (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2], \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

где v_2 – скорость воды на криволинейном участке канала, м/с; r_3 – радиус закругления криволинейного участка, м; r_2 – радиус закругления участка сопряжения, м.

– для турбины с криволинейным каналом

$$M_3 = G \cdot (v_c \cdot R_p + 1,57 \cdot v_2 \cdot R_p - 1,57 \cdot \omega \cdot R_p^2), \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

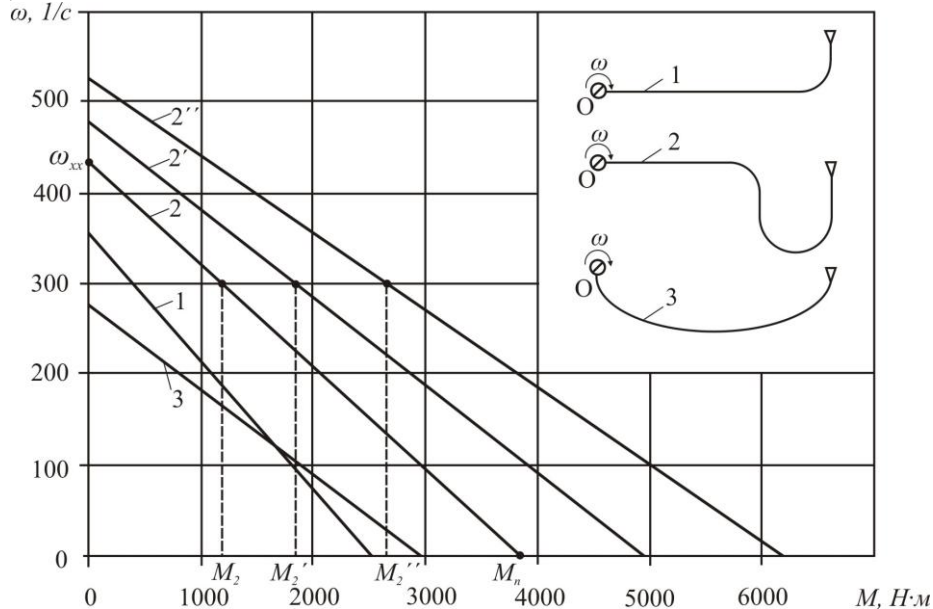
Исследуем зависимость окружной скорости ротора от результирующего момента при различных формах канала турбины (рис. 1) для следующих парамет-

ров:

- температура воды на входе в канал $t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура воды на срезе сопла $t_2 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$;
- расход горячей воды на турбину $G = 10,8; 12,6; 14,4 \text{ кг/с}$;
- радиус действия реактивной силы $R_p = 0,8 \text{ м}$;
- диаметр прямолинейного участка и сопряжения $d_1 = 0,012 \text{ м}$;
- диаметр криволинейного участка $d_2 = 0,0065 \text{ м}$;
- для закруглений принято $r_1 = r_2 = r_3 = 0,1 \text{ м}$.

Из графика видно, что результирующий момент для усовершенствованной ГПТ (кривая 2), при прочих равных условиях, больше чем результирующий момент, как для турбины с прямолинейным каналом (кривая 1), так и с криволинейным каналом (кривая 3). Например, при $\omega = 200 \text{ 1/с}$ для турбины с дополнительным криволинейным участком, с прямолинейным и криволинейным каналом результирующий момент равен соответственно 2086 Н·м, 1115 Н·м, 817 Н·м. Следовательно, предпочтение при дальнейшей разработке нужно отдать усовершенствованной гидропаровой турбине.

Было установлено, что при одной и той же температуре воды на входе в канал турбины для поддержания постоянной окружной скорости ротора при увеличении нагрузки, необходимо повысить расхода рабочей жидкости. Так, например, для усовершенствованной гидропаровой турбины при $t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $\omega = 300 \text{ 1/с}$ и результирующих моментах $M_2 = 1200 \text{ Н·м}$, $M'_2 = 1850 \text{ Н·м}$, $M''_2 = 2640 \text{ Н·м}$ (кривые 2, 2', 2'') расход рабочей жидкости равен соответственно $G = 10,8; 12,6; 14,4 \text{ кг/с}$.



1 – прямолинейный канал ГПТ; 2 – прямолинейный канал с дополнительным криволинейным участком; 3 – криволинейный канал

Рис. 1 – Зависимость окружной скорости ротора от результирующего момента

Положив в уравнении (1) значение момента равным нулю получим выражение для окружной скорости холостого хода ω_{xx}

$$\omega_{xx} = \frac{v_c \cdot R_p + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3)}{6,28 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) + 2,22 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) + (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2}, 1/\text{с}. \quad (2)$$

Запишем выражение для пускового момента, положив в уравнении (1) $\omega = 0$, следовательно

$$M_n = G \cdot [v_c \cdot R_p + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3)], \text{Н}\cdot\text{м}. \quad (3)$$

Из анализа выражений (2,3) видно, что, ω_{xx} не зависит от расхода, а M_n зависит, поэтому, при прочих равных параметрах, кривые 2, 2', 2'' имеют расходящийся характер. Для усовершенствованной ГПТ при $G = 10,8$ кг/с ω_{xx} равна 435 1/с, а $M_n = 3864$ Н·м (кривая 2).

Проведем анализ изменения энергетических параметров рассматриваемой ГПТ при различных температурах воды на входе в канал турбины на базе газопоршневой установки (ГПУ) JMS 620 фирмы Jenbacher, входящей в состав когенерационного энергокомплекса на шахте им. А.Ф. Засядько. Данная установка имеет постоянную тепловую мощность $P_T = 3050$ кВт. Выполнение турбины гидропаровой 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 силовой установки обеспечивает непосредственную передачу механической энергии турбины в крутящий момент на валу двигателя, разгружая его и повышая его КПД.

Результирующая мощность на валу усовершенствованной гидропаровой турбины определяется как

$$P = G \cdot (v_c \cdot R_p \cdot \omega + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega - 6,28 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega^2 - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega - 2,22 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega^2 - (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2 \cdot \omega^2), \text{кВт} \quad (4)$$

Расход горячей воды на турбину равен

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

где i_1' , i_2' – энтальпии воды на входе в канал и на срезе сопла, кДж/кг.

Продифференцировав выражение для результирующей мощности (4) по ω , получим выражение для оптимальной окружной скорости, при которой мощ-

ность турбины достигает своего максимального значения

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

Коэффициент полезного действия ГПТ определялся по формуле

$$\eta = \frac{P}{P_T + P_H},$$

где P_H – мощность, затрачиваемая насосом, 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;
- водимая 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.

Конструктивные параметры турбины при различных температурах воды на входе в канал подбирались исходя из условий $v_1 = 30$ м/с, $v_2 = 100$ м/с и отсутствия запирающих эффектов в ее каналах. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Термодинамические и энергетические показатели усовершенствованной ГПТ при различных температурах воды на входе

Параметры	Температура на входе в канал $t_1, ^\circ C$		
	90	110	130
Давление насыщения p_1 , МПа	0,070	0,143	0,270
Массовое паросодержание x_2	0,072	0,102	0,131
Разность энтальпий на входе и выходе из канала ($i_1' - i_2'$), кДж/кг	184,41	268,79	353,77
Вводимая тепловая мощность P_T , кВт	3050	3050	3050
Расход горячей воды на турбину G , кг/с	16,50	11,35	8,62
Скорость струи v_c , м/с	123	176	227
параметры при $\omega = \omega_{opt}$			

Оптимальная окружная скорость ротора ω_{opt} , 1/с	186	204	233
Мощность на валу турбины P , кВт	470,6	389,3	387,6
Мощность, затрачиваемая насосом P_n , кВт	5,8	3,6	3,4
Коэффициент полезного действия η	0,154	0,128	0,126
параметры при $\omega = 157$ 1/с			
Мощность на валу турбины P , кВт	460,0	368,5	345,8
Мощность, затрачиваемая насосом P_n , кВт	15,8	4,7	9,1
Коэффициент полезного действия η	0,150	0,120	0,113

Из таблицы видно, что при уменьшении температуры воды на входе в канал турбины расход рабочей жидкости растет и увеличивается почти в 2 раза. Мощность и КПД также увеличиваются при уменьшении температуры, что, на первый взгляд, парадоксально. Это объясняется тем, что центробежная сила, возникающая на дополнительном криволинейном участке ($F_y = 3,14 \cdot G \cdot v_2$) и входящая в уравнение (2) со знаком плюс, растет намного быстрее, чем потери от сил Кориолиса и центробежной силы на прямолинейном участке и закруглениях, а реактивная сила ($F_p = G \cdot v_c$), создаваемая пароводяной струей остается практически неизменной.

Выполненный анализ показывает, что снабжение ГПТ дополнительным криволинейным участком обеспечивает, при прочих равных условиях, повышение силовых и энергетических показателей турбины почти в два раза за счет преобразования кинетической энергии потока в механическую. В результате исследования установлено, что усовершенствованную ГПТ можно с успехом применять как элемент энергосберегающих технологий при утилизации избыточного тепла, как шахтных компрессорных станций, так и шахтных энергокомплексов, в виде действующих водогрейных котельных или систем охлаждения газопоршневых двигателей, работающих на шахтном метане.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А. Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А. Ф. Булат, И. Ф. Чемерис. – К. : Наукова думка, 2006. – 176 с.
2. Чемерис И. Ф. Выработка дополнительной электроэнергии на базе гидропаровых турбин в шахтных энергокомплексах / И. Ф. Чемерис // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск. – 2007. – Вып. № 73. – С. 214 – 219.
3. Пат. 2086774 Рос. Федерация МПК 6F01D1/32, 25/32. Реактивная турбина для многофазного рабочего тела / Мельников В. Б., Баршак А. Е., Мурахин С. А. – Оpubл. 10.08.1997. – Бюл. №22. – С. 113.
4. Пат. 2303137 Рос. Федерация МПК 7F01D1/32. Реактивная турбина / Соловьев А. П., Турышев Б. И. – Оpubл. 20.07.2007. – Бюл. № 20. – С. 89.
5. Чемерис И. Ф. Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов / И. Ф. Чемерис, И. Ю. Комлева // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – №2 (20). – С. 25 – 28.
6. Пат. 90232 Украина UA F01D 1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф. – Оpubл. 12.04.2010. – Бюл. № 7.