

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 622.012:620.9

© Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю., 2010

И.Ф. Чемерис, И.Ю. Комлева

УЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ КАНАЛА ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ЕЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

I.F. Chemeris, I.Yu. Komleva

ACCOUNT TAKEN OF CHANNEL-LENGTH DISTRIBUTION OF STATIC PRESSURE IN STEAM-WATER TURBINE WHEN TESTING ITS ENERGY PARAMETERS

Разработана методика расчета статического давления по длине канала усовершенствованной гидропаровой турбины (ГПТ) с дополнительным криволинейным участком. При расчете использовано уравнение Бернулли, учитывающее влияние центробежных сил и сил трения. На основе расчетов был построен график распределения статического давления по длине канала турбины. Определены рациональные силовые и энергетические параметры гидропаровой турбины с учетом распределения статического давления.

Ключевые слова: гидропаровая турбина, криволинейный участок, статическое давление, сопло

Создание реактивных гидропаровых турбин [1–4] является одним из перспективных направлений утилизации избыточного тепла горячей воды, как шахтных компрессорных станций, так и шахтных энергокомплексов, в виде действующих водогрейных котельных или систем охлаждения газопоршневых двигателей внутреннего сгорания, являющихся приводами электрогенераторов. Гидропаровые турбины позволяют преобразовать тепловую энергию горячей воды с температурой 90–180°C в механическую или электрическую энергию [5].

Ранее в работе [6] была приведена конструктивная схема усовершенствованной гидропаровой турбины с прямолинейным каналом и дополнительным криволинейным участком, позволяющая повысить коэффициент полезного действия и мощность на валу турбины почти в два раза, а также методика расчета и анализ силовых и энергетических параметров предложенной ГПТ. Однако, кроме этого, для нормальной работы гидропаровой турбины необходимо, чтобы заданные силовые показатели турбины обеспечивались при отсутствии запирающих эффектов в ее канале. Необходимым условием для работы гидропаровой турбины при заданных силовых и энергетических параметрах является постоянное превышение статического давления, создаваемого в канале ГПТ центробежной силой и питательным насосом, над потерями давления в нем на трение и на местные гидравлические сопротивления.

Ниже представлена расчетная схема гидропаровой турбины с дополнительным криволинейным участком

и расширяющимся соплом (рис. 1), а также приведена методика расчета давления по длине канала турбины.

При движении жидкости в канале ГПТ на нее действует давление от центробежной силы, возникающей при вращении канала с постоянной окружной скоростью ω . Запишем уравнение Бернулли для вращательного движения жидкости [7], чтобы определить статическое давление по длине канала гидропаровой турбины.

Если центробежная сила способствует течению жидкости, то давление от центробежной силы должно входить со знаком минус в правую часть уравнения Бернулли. Если же центробежная сила препятствует течению жидкости, то давление от центробежной входит со знаком плюс в правую часть уравнения Бернулли:

$$z_1 \left(\rho_1 \frac{v_1^2}{2} + p_1 \right) - \frac{\rho_1 \omega^2 r_1^2}{2} = z_2 \left(\rho_2 \frac{v_2^2}{2} + p_2 \right) + \frac{\rho_2 \omega^2 r_2^2}{2} - p_n \partial \mp p_c, \text{ Па}, \quad (1)$$

где z_1 и z_2 – геометрическая высота в первом и во втором сечении соответственно, м; ρ – удельный вес жидкости, Н/м³; p_1 и p_2 – статическое давление в первом и во втором сечении соответственно, Па; $\rho v_1^2 / 2$ и $\rho v_2^2 / 2$ – динамическое давление в первом и во втором сечении соответственно, Па;

— Δp_n – суммарные потери давления на трение и местные сопротивления на участке между рассматриваемыми сечениями, Па; Δp_c – давление, создаваемое центробежной силой на участке между рас-

сматриваемыми сечениями, Па. Значениями величин z_1 и z_2 в расчетах можно пренебречь, так как они малы по сравнению с другими слагаемыми в уравнение (1).

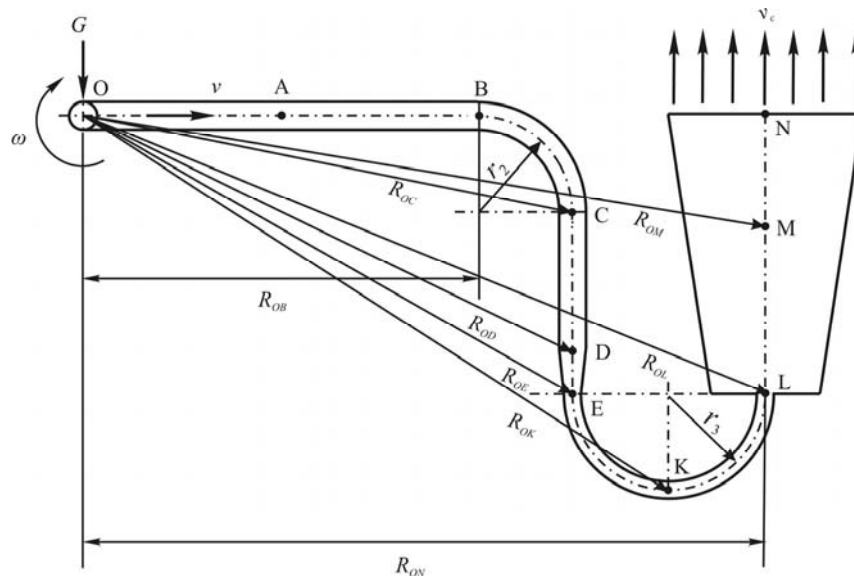


Рис. 1. Расчетная схема ГПТ с криволинейными каналами и расширяющимся соплом

Центробежная сила направлена от центра вращения до рассматриваемого участка (рис. 1) и является функцией радиуса (R_i). В соответствии с методикой [7] давление, создаваемое центробежной силой при перемещении от радиуса R_1 до R_2 (по любой кривой) равно:

$$\Delta p_c \approx \frac{\psi \omega^2}{2} (R_2^2 - R_1^2), \text{ Па,}$$

где ψ – плотность жидкости, кг/м³.

В общем виде для потерь на трение по длине вращающегося канала ГПТ можно записать:

$$\Delta p_{mp_i} \approx \sum_{i=1}^n \left[\zeta_i \frac{l_i}{d_i} 2 \rho v_i^2 + \zeta'_{пов_i} \frac{\psi v_i^2}{2} \right], \text{ Па,}$$

где ζ_i – коэффициент гидравлического трения для вращающегося канала; l_i – длина рассматриваемого участка, м; d_i – диаметр канала, м; $\zeta'_{пов_i}$ – коэффициент сопротивления плавного поворота канала; v_i – текущее значение скорости рабочей жидкости в канале, м/с.

Так как $1 \ll 0^6 \ll Re \ll 3 \cdot 10^6$, то режим течения жидкости турбулентный. В этом случае, согласно методике [8], коэффициент трения для вращающегося канала определяется по формуле:

$$\zeta_i \approx 0,924 \zeta_{st_i} (K_{t_i})^{0,05},$$

где ζ_{st_i} – коэффициент гидравлического трения для неподвижного канала; $K_{t_i} \approx Re_{\omega_i}^2 / Re_i$ – безразмерный

параметр для турбулентного потока; Re_{ω_i} – число Рейнольдса, определяемое по угловой скорости вращения канала ГПТ; Re_i – число Рейнольдса, определяемое по текущему значению скорости жидкости в канале.

Для турбулентного течения можно записать:

$$\zeta_{st_i} \approx \frac{1}{(1,8 \lg Re_i + 4,152)^2}.$$

Увеличение потерь на трение, обусловленное коэффициентом сопротивления плавного поворота канала, можно определить согласно исследованиям Г.Н. Абрамовича [9]:

$$\zeta'_{пов_i} \approx 0,73 a_i b_i c_i,$$

где a_i – функция угла поворота χ , при $\chi \approx 90^\circ$ равная 1,0 и равная 1,4 при $\chi \approx 180^\circ$; b_i – функция относительного радиуса кривизны (r_i/d_i), определяемая по таблице [9] (для рассматриваемого канала $b=0,07$); c_i – функция формы поперечного сечения канала, равная 1,0 для круглого сечения.

Параметры расширяющегося сопла определялись по нижеприведенной методике. Скорость истечения пароводяной смеси из сопла [10] равна:

$$v_c \approx \pi \sqrt{2 h_s} 2 v_s^2, \text{ м/с,}$$

где теплосодержание $h_s \approx i_1 - i_2 + (s_1 - s_2) T_2$, Дж/кг; i_1, i_2, s_1, s_2 – соответственно энтальпии и энтропии воды в начале и на срезе сопла; T_2 – температура на

срезе сопла, соответствующая давлению насыщения, К; v_g – скорость горячей воды на линии насыщения, м/с; π – скоростной коэффициент, учитывающий потери. По величине h_s определяется массовое паросодержание x_2 .

Принимая модель раздельного течения фаз, определим допустимую скорость влажного пара на выходе из расширяющегося сопла, исходя из условия отсутствия кризисных явлений:

$$v_n \Omega v_{nz} \sqrt{k_s}, \text{ м/с,}$$

где v_{nz} – скорость звука во влажном паре (при температуре 110 °С – $v_{nz} = 488$ м/с); k_s – коэффициент запаса, равный 0,9.

Найдем сечение, занятое влажным паром на срезе сопла:

$$S_n \mid \frac{G_1 \sqrt{x_2}}{v_n \sqrt{\psi_n}}, \text{ м}^2,$$

где ψ_n – плотность пара на выходе из сопла, кг/м³.

Полное сечение на срезе сопла, исходя из условия неразрывности потока, будет равно:

$$S_c \mid \frac{G_1}{v_c \sqrt{\psi_c}}, \text{ м}^2,$$

где ψ_c – плотность парожидкостной смеси на выходе из сопла, кг/м³. По известным величинам S_n и S_c определяется объемное паросодержание η .

Определим сечение, занятое водой на срезе сопла:

$$S_g \mid S_c 4 S_n, \text{ м}^2.$$

Найдем скорость воды на срезе сопла:

$$v_g \mid \frac{G_1 \sqrt{14 x_2 0}}{\psi_g \sqrt{S_g}}, \text{ м/с.}$$

Так как величина v_g мала ($v_g = 0,175$ м/с), принимаем условие, что скорость воды v_g имеет постоянное значение на участке между срезом сопла и точкой начала вскипания воды (участок MN), ввиду малых потерь на трение и расширение.

Сечение сопла в точке вскипания (т. M) равно:

$$S_{gc} \mid \frac{G_1}{v_g \sqrt{\psi_g}}, \text{ м}^2.$$

Угол конусности сопла определяем как:

$$\zeta \mid \arctg \frac{d_c 4 d_{gc}}{2 l_n},$$

где d_{gc} – диаметр сечения сопла в точке вскипания, м; l_n – длина участка парообразования, м.

Статическое давление по длине канала ГПТ определялось по вышеприведенной методике в характер-

ных точках (рис. 1) при следующих параметрах:

4 температура воды на входе в канал $t_1 = 110$ °С;

4 температура на срезе сопла $t_2 \mid 46$ °С;

4 расход воды на одно сопло $G_1 \mid 3,6$ кг/с;

4 скорость рабочей жидкости в канале составляет $v_1 = 30$ м/с, $v_2 = 100$ м/с;

4 радиус канала $R_{ON} \mid 0,8$ м;

4 для сопряжений принято $r_2 \mid r_3 \mid 0,1$ м;

4 окружная скорость ротора $\omega = 157$ 1/с;

4 скоростной коэффициент $\pi = 0,8$.

В результате расчетов были определены рациональные параметры гидропаровой турбины с дополнительным криволинейным участком и расширяющимся соплом:

4 диаметр прямолинейного участка, сопряжения и вставки (участки OB , BC и CD соответственно) $d_{np} = 0,012$ м;

4 диаметр криволинейного участка (участок EL) $d_{кр} = 0,007$ м;

4 длина вставки (участок CD) $l_g = 0,15$ м;

4 длина конфузора (участок DE) $l_k = 0,05$ м;

4 входной диаметр сопла (в точке L) $d_{ax} = 0,1$ м;

4 диаметр сопла в точке начала вскипания воды (в точке M) $d_{gc} = 0,16$ м;

4 диаметр сопла на срезе $d_c = 0,2$ м;

4 длина участка сопла (участок LN), $l_c = 0,3$ м;

4 длина участка парообразования (участок MN), $l_n = 0,12$ м;

4 угол конусности сопла $\zeta = 10$ °

На основе расчетов был построен график (рис. 2) распределения статического давления по длине канала. Из графика видно, что запариваний по длине канала ГПТ нет, давление на входе в канал равно давлению насоса – 0,4 МПа, а на выходе из канала противодавлению – 0,01 МПа.

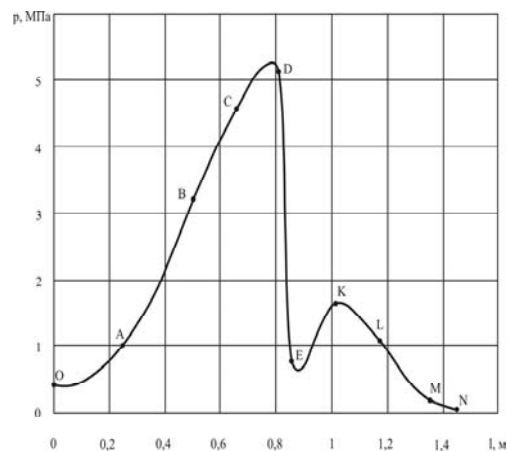


Рис. 2. Статическое давление по длине канала усовершенствованной ГПТ

На прямолинейном участке канала, сопряжении и вставке (участки OB , BC и CD соответственно), ре-

зультуруючі тиск зростає за рахунок збільшення тиску від центробіжної сили і незначительних втрат на тертя ($v_1 = 30$ м/с). В конфузоре (участок *DE*) спостерігається падіння статичного тиску внаслідок збільшення швидкості руху рідини по каналу від $v_1 = 30$ м/с до $v_2 = 100$ м/с. Тече рідини на криволінійному участку *EK* каналу супроводжується підвищенням статичного тиску, так як збільшення тиску від центробіжної сили більше ніж втрати тиску на тертя ($v_2 = 100$ м/с). На криволінійному участку *KL* тиск падає внаслідок втрат тиску на тертя і зменшення тиску, створюваного центробіжною силою. На участку несподіваного розширення каналу (в точці *L*) і в сопелі (участок *LN*) статичний тиск зменшується за рахунок втрат на тертя і втрат від центробіжної сили, направленої проти руху рідини.

В результаті розрахунків були визначені раціональні силиві і енергетичні параметри ГПТ при трисоплової схемі з урахуванням розподілу статичного тиску по довжині каналу турбіни. Так при $\omega = 157$ 1/с потужність удосконаленої турбіни дорівнює 360 кВт і зменшується на 6 + порівняно з потужністю при оптимальній обертівній швидкості $\omega_{opt} = 208$ 1/с, а ККД дорівнює 0,123. Також було встановлено, що час руху гарячої води по участку пароутворення приблизно дорівнює 0,7 с, відповідно, при вибраних параметрах каналу, метастабільність близька до нуля.

Виконаний аналіз показує, що гідропарова турбіна з додатковим криволінійним участком дозволяє підвищити силиві і енергетичні параметри турбіни майже вдвічі за рахунок перетворення кінетичної енергії потоку в механічну при відсутності замикаючих ефектів в її каналах.

Представлене рішення дозволяє успішно застосовувати ГПТ як елемент енергозберігаючих технологій при використанні надлишкового тепла, як шахтних компресорних станцій, так і шахтних енергокомплексів, в вигляді діючих водогрійних котельних або систем охолодження газопоршневих двигателів, працюючих на шахтному метані.

Список літератури

1. Булат А.Ф., Чемерис І.Ф. Науково-технічні основи створення шахтних когенераційних енергетичних комплексів. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
2. Чемерис І.Ф. Виробництво додаткової електроенергії на базі гідропарових турбін в шахтних енергокомплексах // Геотехнічна механіка: Межвед. зб. наукових праць // Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Д., 2007–Вип. 73. – С. 214–219

3. Пат. 2086774 Рос. Федерація МПК 6F01D1/32, 25/32. Реактивна турбіна для багатозначного робочого тіла / Мельников В.Б., Баршак А.Е., Мурашин С.А. – Опубл. 10.08.1997. – Бюл. №22. – С. 113.
4. Пат. 2303137 Рос. Федерація МПК 7F01D1/32. Реактивна турбіна / Солов'єв А.П., Турышев Б.И. – Опубл. 20.07.2007. – Бюл. №20. – С. 89.
5. Пат.90232 Україна UA F01D 1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф. – Опубл. 12.04.2010. – Бюл. №7.
6. Чемерис А.Ф., Комлева І.Ю. Утилізація тепла гарячої води шахтних енергетичних об'єктів з використанням гідропарових турбін // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2010. – №5.
7. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гідравліка, гідромашини і гідроприводи: Учебник для машинобудівних вузів. 4 М.: Машинобудування, 1982. 4 423 с.
8. Іто Х., Нанбу К. Тече в обертючихся прямих трубах круглого поперечного перерізу // Труды ASME. Серія Теоретичні основи інженерних розрахунків. – 1971. – №3. – С. 46–56.
9. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Вышэйшая школа, 1976. – 416 с.
10. Голдин А.С., Мильман О.О. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде // Теплоэнергетика. – 2003. – №3. – С. 70–73.

Розроблена методика розрахунку статичного тиску по довжині каналу вдосконаленої гідропарової турбіни (ГПТ) з додатковою криволінійною ділянкою. При розрахунку було використано рівняння Бернуллі, яке враховує вплив відцентрових сил і сил тертя. На основі розрахунків був побудований графік розподілу статичного тиску по довжині каналу турбіни. Визначені раціональні силиві та енергетичні параметри ГПТ з урахуванням розподілу статичного тиску.

Ключові слова: *гідропарова турбіна, криволінійна ділянка, статичний тиск, сопло*

Calculation method of channel-length distribution of static pressure in the improved steam-water turbine with additional curved section has been developed. The Bernoulli equation which takes into account centrifugal and friction forces has been used in calculation. On the basis of the calculations it has been plotted the graph of channel-length distribution of static pressure in turbine. Rational force and energy parameters of steam-water turbine were determined.

Keywords: *steam-water turbine, curved section, static pressure, nozzle*

Рекомендовано до публікації д. т. н. Є.О. Кириченко 07.05.10.