

**ВЫРАБОТКА ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА БАЗЕ
ГИДРОПАРОВЫХ ТУРБИН В ШАХТНЫХ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСАХ**

Приведений взаємозв'язок швидкості витікаючого струменя гідропарової турбіни з термодинамічними і конструктивними параметрами сопла Лаваля. Показано, що поліпшення показників ГПТ досягається при використуванні дифузора сопла Лаваля з центральним робочим тілом. Розроблена методика розрахунку основних параметрів дифузора, довжини і кута розкриття, як при наявності центрального тіла так і при його відсутності.

**ADDITIONAL ELECTRIC POWER GENERATION ON BASIS OF
STEAM-FLUID TURBINES IN MINE ENERGY COMPLEXES**

Intercommunication of speed outgoing stream of steam-fluid turbine is shown with the thermodynamics and structural parameters of nozzle Laval. It is shown that the improvement of the steam-fluid turbine indexes is achieved using the Laval's nozzle run-out with a central working body. The method of computation of the basic parameters of run-out, length and opening angle both central body and without is resulted.

Выработка дополнительной электроэнергии при утилизации шахтного метана в газопоршневых установках (ГПУ) перспективна при использовании энтальпии горячей воды системы охлаждения ГПУ в реактивных гидропаровых турбинах (ГПТ), работающих по принципу Сегнера колеса. Такая турбина является устройством, преобразующим в сопле Лаваля энтальпию потока горячей воды системы охлаждения ГПУ в кинетическую энергию потока двухфазной пароводяной смеси, образующейся при истечении из сопла Лаваля. Реактивная сила пароводяной струи используется для вращения ротора ГПТ и механически связанного с ним электрогенератора, вырабатывающего дополнительную электроэнергию. В [1] была дана предварительная оценка эффективности использования ГПТ для утилизации тепловой энергии, однако при этом отсутствовал учет целого ряда факторов, что обусловило необходимость разработки методики расчета основных показателей работы ГПТ.

Тяговое усилие, действующее на ротор гидропаровой турбины, и определяющее ее выходную мощность, пропорционально расходу и скорости пароводяной струи на срезе сопла. Теоретическая скорость истечения пароводяной струи на срезе сопла может быть определена из выражения, приведенного в [2]

$$v_c = \sqrt{2000 \cdot h_s}, \text{ м/с} \quad (1)$$

где теплосодержание $h_s = i'_1 - i'_2 - (S'_1 - S'_2) \cdot T_2$, кДж; 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, соответствующую давлению насыщения, К.

Относительное количество пара

$$x_2 = \frac{(S'_1 - S'_2) \cdot T_2}{r_2}, \text{ кг/кг}.$$

Расход горячей воды на одно сопло при трехсопловой схеме

$$G_1 = \frac{G}{3}.$$

Расходная скорость пароводяной струи может быть определена по методике, приведенной в [3], как

$$v_{c.p} = v_{1p} + v_{2p} = \frac{G_1 \cdot (1 - x_2)}{F_c \cdot \rho_1} + \frac{G_1 \cdot x_2}{[F_c - F_0 \cdot (1 - x_2)] \cdot \rho_2}, \quad (2)$$

где v_{1p} и v_{2p} - соответственно расходные скорости жидкой и газовой фаз, м/с; F_0 и F_c - соответственно площади поперечного сечения горловины и среза сопла, м²; ρ_1 и ρ_2 - соответственно плотности жидкой и газовой фаз, кг/м³.

Истинное объемное газосодержание

$$\beta = \frac{F_c - (1 - x_2) \cdot F_0}{F_c}.$$

Истинные скорости жидкой v_1 и газовой v_2 фаз определяются как

$$v_1 = \frac{v_{1p}}{1 - \beta}; \quad v_2 = \frac{v_{2p}}{\beta}.$$

Расчет параметров для гидропаровой турбины газопоршневой установки фирмы «Jenbacher» GMS 620 дает значение $x_2 = 0,103$; $v_c = 230$ м/с. Из анализа выражения (1) следует, что для повышения мощности гидропаровой турбины необходимо увеличивать разность энтальпий рабочей среды или рационально использовать кинетическую энергию выходящей из сопла пароводяной струи для создания дополнительного крутящего момента турбины [4]. Для определения тенденций изменения параметров (длины и диаметра) диффузора сопла Лаваля гидропаровой турбины целесообразно получить зависимость, связывающую параметры рабочей среды с параметрами сопла. Используя зависимость для расхода сжимаемой рабочей среды [5] и уравнение неразрывности потока получим

$$v_c = \frac{\alpha \cdot \varepsilon}{\rho_c} \cdot \frac{F_0}{F_c} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (P_2 - P_c) \cdot \gamma_c}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где $\alpha = \mu^2 / \sqrt{1 - \mu^2} \cdot m^2$ - коэффициент расхода. Для сопла $\mu = 1,0$; ε - коэффициент расширения (находится по графику или формуле [5]); P_2 и P_c - давления в начале и в конце диффузора; γ и ρ_c - удельный вес и плотность в конце диффузора.

Анализ выражений (2) и (3) показывает, что для увеличения скорости истечения пароводяной струи и, соответственно, мощности турбины необходимо уменьшать соотношение между площадью на срезе сопла F_c и площадью горловины F_0 . Для приближения полученного значения v_c к выражению для теоретической скорости истечения по (1) необходимо выполнить диффузор сопла Лавала для адиабатического парообразования узким и длинным, т.е. угол раскрытия диффузора должен быть не более $3^0 - 6^0$, а длина достаточна для окончания процесса адиабатического испарения. Следует отметить, что уменьшение угла раскрытия диффузора и увеличение его длины приведут к повышению гидравлического сопротивления и дополнительным потерям на трение, что должно быть учтено при умножении разности энтальпий по выражению (1) или разности давлений по выражению (3) на коэффициент полезного действия турбины

При движении горячей воды по диффузору давление в канале падает, жидкость вскипает, образуя новую фазу - пар. Температура пара ниже температуры жидкости (жидкость перегрета). Эта температурная неравновесность обусловлена тем, что передача тепла от воды к пару является функцией времени и требует определенной длины диффузора для того, чтобы метастабильность исчезла и система стала равновесной. При невысоких температурах и давлениях, в нашем случае, длина диффузора сопла Лавала, размещенного на вращающемся роторе ГПТ, может быть существенным недостатком, требующим специальных конструктивных решений. При начальной скорости пароводяной струи 30 м/с - 50 м/с и длительности процесса парообразования 0,015 с длина диффузора сопла может составить 0,45 м - 0,75 м. Как показано в [6], при прочих равных условиях объем парообразования пропорционален боковой поверхности диффузора, следовательно ее увеличение позволит уменьшить длину диффузора и ускорить процесс парообразования.

Анализ литературных данных показывает [7], что ввод центрального тела позволяет уменьшить линейные размеры диффузора, увеличить его центральный угол и площадь парообразования диффузора. При этом, при равной удельной частоте появления зародышей парообразования на единицу площади боковой поверхности, ожидается увеличение выхода паровой фазы гидропаровой смеси, повышение ее скорости, а следовательно, и крутящего момента турбины. Для сравнения полученных результатов для диффузоров различных типов приняты равными диаметры d_1 входных сечений диффузоров и равные площади F_c выходного сечения диффузоров. Проведем сравнение габаритных показателей диффузоров с центральным рабочим телом и без него при равенстве d_1 и F_c ,

обеспечивающих одинаковые расходные характеристики в соответствии с уравнением неразрывности потока.

Диаметр входного сечения диффузора

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,27 \cdot G_1}{100 \cdot \rho_B}},$$

где ρ_B – плотность жидкости, кг/м³.

Площадь выходного сечения диффузора

$$F_c = \frac{G_1}{v_c \cdot \rho_c},$$

где v_c – скорость движения парожидкостной смеси на выходе диффузора; ρ_c – плотность парожидкостной смеси на выходе диффузора, кг/м³.

Для определения длины диффузора и общей боковой площади (без центрального тела и с ним) используем расчетную схему, приведенную на рисунке.

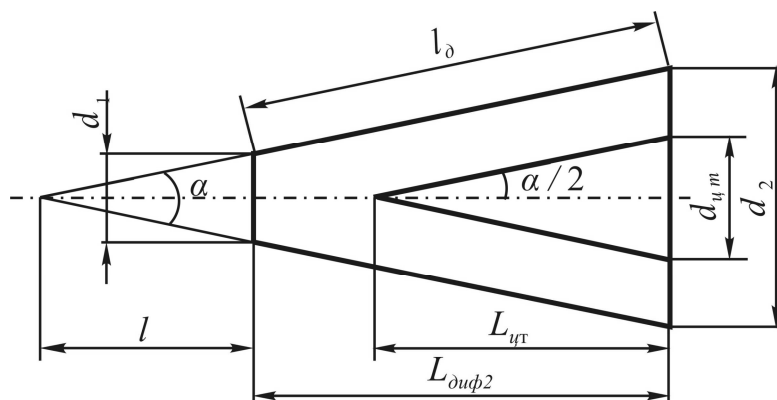


Рисунок – Расчетная схема диффузора с центральным телом

Боковая поверхность диффузора без центрального рабочего тела рассчитывается по известной формуле боковой поверхности усеченного конуса

Используя тригонометрические зависимости, определяем длину диффузора без центрального рабочего тела

$$L_{\text{dif1}} = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot (d_2 - d_1). \quad (4)$$

$$S_{\sigma 1} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L_{\text{dif1}}}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot (d_1 + d_2).$$

Длина диффузора с центральным телом

$$L_{\text{диф}2} = \frac{1,27 \cdot F_c + 4n^2 \cdot d_1^2 - 4n \cdot d_1^2}{8n \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (5)$$

где n – коэффициент, характеризующий кратность зазора между диаметром диффузора d_2 и диаметром центрального тела $d_{\text{цт}}$ в зависимости от диаметра d_1 при заданном расходе. В приведенных далее расчетах для получения сравнительных результатов для заданного расхода коэффициент n определялся следующим образом. Для диффузора без центрального тела при предельном расчетном угле ($\alpha = 30^\circ$) определялась длина диффузора $L_{\text{диф}1}$ по формуле (4), которая приравнивалась к величине $L_{\text{диф}2}$ по формуле (5), и при этом условии определялось значение коэффициента n , который для последующих вариантов диффузора с центральным телом при заданном расходе оставался неизменным. При другом расходе рабочей среды определение коэффициента n велось по формуле

$$n = \frac{d_1 + 2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot L_{\text{диф}}}{2 \cdot d_1} \pm \sqrt{\left(\frac{d_1 + 2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot L_{\text{диф}}}{2 \cdot d_1}\right)^2 - 1,27 \cdot F_c}$$

Диаметр центрального тела определится как

$$d_{\text{цт}} = 2L_{\text{диф}2} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) - (2n \cdot d_1 - d_1).$$

Диаметр диффузора с центральным телом

$$d_2 = 2L_{\text{диф}2} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + d_1.$$

Боковая поверхность диффузора с центральным телом

$$S_{\text{б}2} = S_{\text{бцт}} + S_{\text{бдиф}} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\left[2L_{\text{диф}2} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) - (2n \cdot d_1 - d_1)\right]^2}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L_{\text{диф}2}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} (d_2 + d_1)$$

В таблице приведены параметры диффузоров конического сопла Лавалья с центральным телом и без него при различных расходах горячей воды и углах диффузора. Для данных таблицы n изменяется в пределах 4,8 – 1,7.

Таблица – Параметры диффузоров с центральным телом и без него

| Параметры конического сопла, м | | | | | | Параметры конического сопла с центральным телом, м | | | | | |
|--------------------------------|----------|------------|----------|------------|----------|--|----------|------------|----------|------------|----------|
| Угол диффузора α | | | | | | | | | | | |
| 10^0 | | 20^0 | | 30^0 | | 40^0 | | 50^0 | | 60^0 | |
| $L_{диф1}$ | $S_{б1}$ | $L_{диф1}$ | $S_{б1}$ | $L_{диф1}$ | $S_{б1}$ | $L_{диф2}$ | $S_{б2}$ | $L_{диф2}$ | $S_{б2}$ | $L_{диф2}$ | $S_{б2}$ |
| $G_1 = 3,61$ кг/с | | | | | | | | | | | |
| 0,732 | 0,164 | 0,363 | 0,082 | 0,239 | 0,055 | 0,239 | 0,096 | 0,177 | 0,076 | 0,143 | 0,064 |
| $G_1 = 4,6$ кг/с | | | | | | | | | | | |
| 0,527 | 0,09 | 0,261 | 0,045 | 0,172 | 0,03 | 0,172 | 0,059 | 0,137 | 0,05 | 0,11 | 0,042 |
| $G_1 = 5,6$ кг/с | | | | | | | | | | | |
| 0,443 | 0,067 | 0,22 | 0,034 | 0,146 | 0,023 | 0,146 | 0,043 | 0,115 | 0,036 | 0,093 | 0,03 |
| $G_1 = 6,77$ кг/с | | | | | | | | | | | |
| 0,398 | 0,055 | 0,197 | 0,028 | 0,13 | 0,019 | 0,13 | 0,037 | 0,111 | 0,036 | 0,092 | 0,032 |

Анализ данных таблицы показывает, что для диффузора с центральным телом при различных расходах жидкости длина диффузора меньше, а площадь боковой поверхности больше, чем у диффузора без центрального тела. Последнее свидетельствует о возможности существенного (почти в 2 раза) увеличения боковой парообразующей поверхности диффузора и сокращения его длины для гидропаровой турбины, снабженной соплом Лавалья с центральным рабочим телом и используемой для выработки дополнительной электроэнергии путем утилизации избыточного тепла газопоршневых установок переработки шахтного метана в тепловую и электрическую энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов.- Киев: Наукова думка, 2006.- 176 с.
2. Положий С.В. К вопросу расчета параметров потока при адиабатическом парообразовании. Изв.ТПИ, т.125,1964. – С.33-44.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие.-М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. Пат. 2217596 RU, F 01 D 1/32. Турбина / Воробьев Р.Н., Зелинский А.М. (RU).- 2002110753/06, Заявл. 24.04.2002. Оpubл. 27.11.2003.
5. Макаров А.Н., Шерман М.Я. Расчет измерительный и регулирующих дроссельных устройств. М: Металлургиздат, 1953.- 159 с.
6. Авдеев А.А., Майданик В.Н. , Шанин В.К. Методика расчета вскипающих адиабатных потоков // Теплоэнергетика.- 1977.- № 8.- С. 67 – 69.
7. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования.- М.: Машиностроение, 1968.- 385 с.