



Перспективы применения гидропаровой турбины для утилизации избыточной теплоты шахтного энергокомплекса

В статье получено соотношение для расчёта тягового реактивного момента и КПД установки с реактивной гидропаровой турбиной (РГПТ) в зависимости от перепада температур на сопле и угловой скорости вращения колеса. Выполнен анализ этих соотношений. Для типовых параметров работы РГПТ значение термического КПД достигает 46 % от максимально возможного в цикле Карно при тех же условиях. Поэтому сделан вывод о целесообразности использования технологии РГПТ в составе шахтного энергокомплекса. Ил. 1. Библиогр.: 7 назв.

Ключевые слова: реактивная гидропаровая турбина (РГПТ), двухфазный поток, тяговый момент, избыточное тепло

Relationships for calculation of moving jet torque and efficiency factor of jet hydro – vapour turbine's (JHVT) unit in depending on temperature drop and angular velocity of disk's rotation. The analysis of these relationships is done. For the typical parameters of work of the JHVT value of thermal efficiency factor amount 46 % from maximally possible by Carnot's cycle. A conclusion is therefore done about expedience of the use of the JHVT-technology in composition of mine's energo-complex.

Keywords: jet hydro-vapor turbine (JHVT), two-phase flow, jet torque, surplus heat.

Постановка проблемы основана на актуальности задачи утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР) на предприятиях горно-металлургического комплекса Украины. Например, при работе газопоршневых двигателей на шахтном метане образуется значительное количество ВЭР с температурой 110 °С (вода охлаждения) и 140 °С (выхлопные газы). Использование подобной тепловой энергии для выработки дополнительной электрической энергии позволит повысить общую степень полезной переработки шахтного метана, снизить себестоимость продукции горных предприятий.

Для шахтных энергетических комплексов предлагается решать задачу использования ВЭР применением установок с гидропаровой турбиной (ГПТ) [1] для дополнительной выработки электроэнергии. В отличие от традиционных паротурбинных установок в ГПТ происходит расширение рабочей среды в двухфазную область от левой ветви кривой равновесия между насыщенными водой и паром.

В конфузорной части сопла ГПТ при понижении давления нагретой воды происходит её вскипание и образование пузырькового потока (ПП), который затем преобразуется в капельный поток (КП) с несущим паром. Таким образом тепловая энергия нагретой воды в сопле ГПТ преобразуется в полезную механическую, которая в свою очередь может обеспечить привод электрогенератора с помощью некоторых конструктивных решений. Здесь возможны две конструктивные схемы. Первая схема реактивной гидропаровой турбины (РГПТ) предполагает расположение сопел на вращающемся колесе.

Вторая схема активной ГПТ предполагает, что двухфазный капельный поток из неподвижного сопла воздействует на лопаточное колесо. Всё оборудование

находится в вакуумной камере с давлением p_v порядка 4–10 кПа. Для утилизации ВЭР характерен невысокий перепад температурного потенциала и, следовательно, невысоким будет термодинамический КПД любого процесса преобразования тепловой энергии в полезную механическую. Поэтому необходимо на основе расчёта тяговой мощности колеса РГПТ оценить эффективность её применения в составе шахтных энергетических комплексов.

Первые систематические исследования рабочего процесса и оборудования ГПТ были начаты В.А. Зысиным [2] и его коллегами [3]. Рассмотрим подробнее сущность рабочего процесса и конструктивное устройство реактивной гидропаровой турбины (РГПТ). Перед запуском РГПТ разрежение в вакуумной полости создается водоструйным эжектором, а в процессе работы – совместной работой конденсатора и водоструйного эжектора. Колесо РГПТ установлено на полом валу. Вал со стороны подачи нагретой воды установлен в специальном подшипнике, который обеспечивает подачу воды из неподвижной трубки от питающего насоса во вращающийся вал. Со стороны электрогенератора вращающийся вал, проходя стенку вакуумируемой полости, уплотнён гидравлически. Нагретая вода с начальной температурой T_c под давлением питающего насоса p_c по полному валу поступает в радиальные трубки колеса гидропаровой турбины. Эта вода из радиальных трубок поступает в конфузорно-диффузорные сопла. Гидравлический тракт от выходного патрубка насоса до минимального сечения сопла подбирается таким образом, чтобы в этом сечении сопла давление p_m нагретой воды снизилось до $p_s(T_c)$ – давления насыщенных паров воды при температуре T_c .

$$p_m = p_s(T_c) \quad (1)$$

и, таким образом, в минимальном сечении сопла начинается вскипание в потоке нагретой насыщенной воды. Проходя по диффузору давление двухфазной водно-паровой смеси снижается до p_o в выходном (outlet) [4] сечении сопла. Причём для максимально эффективной работы сопла необходимо, чтобы

$$p_o = p_s(T_o) = p_v \quad (2)$$

Условие (2) есть условие расчётного режима работы сопла применительно к двухфазному потоку. Поток двухфазной смеси, выходя из сопла, установленных на колесе РГПТ, создаёт тяговое реактивное усилие, которое приводит во вращение вал электрогенератора.

Несмотря на значительный интерес к ГПТ, начиная с 1962 г. [2], в литературе по этому вопросу [2, 3, 5] отсутствует устоявшаяся методика расчёта колеса РГПТ на тяговый реактивный момент.

На основе анализа литературных источников в статье поставлена цель оценить перспективы применения рассматриваемой конструкции на основе расчёта КПД и тягового момента, развиваемого колесом РГПТ, в зависимости от характерных перепадов температур в структуре ВЭР шахтного энергокомплекса.

Для расчёта тягового момента колеса РГПТ необходимо соотношение для реактивного тягового усилия сопла. Его вывод основан на уравнениях равновесной термодинамики двухфазного потока и уравнении Эйлера [6]. Уравнение Эйлера позволяет вычислить равнодействующую силу, приложенную к некоторому элементу сплошной в нашем случае двухфазной среды при её одномерном движении. Для конкретизации применения уравнения Эйлера к рассматриваемому техническому устройству на рисунке показан чертеж сопла ГПТ. Ось симметрии сопла берём в качестве оси z с направлением, которое противоположно направлению вращения.

Методически при использовании уравнения Эйлера необходимо подобрать соответствующие контрольные контуры. Сечения, перпендикулярные оси сопла ГПТ и задающие контрольные контуры, обозначим «о», «m» и «с». Сечение «о» проходит через выходную плоскость сопла, сечение «m» расположено в плоскости с минимальной площадью сопла, а сечение «с» – во входной плоскости конфузора.

Уравнение Эйлера для данного случая принимает вид

$$F_{oz} = G \cdot (V_o - V_m) \quad (3)$$

где F_{oz} – проекция равнодействующей силы на ось Oz ; G – массовый расход (кг/с) рабочей среды; V_o – скорость двухфазной среды в выходном сечении сопла; V_m – скорость нагретой воды в минимальном сечении сопла перед фронтом вскипания.

При выполнении условия (2) равнодействующая сила может быть записана как сумма проекций на ось z всех сил, действующих на контур, заданный сечениями «о», «m» и боковой цилиндрической поверхностью, проходящей через окружность выходного сечения сопла (см. рисунок)

$$p_o \cdot (S_o - S_m) + p_s(T_o) \cdot S_m - p_o \cdot S_o - F_{mj} = G \cdot (V_o - V_m) \quad (4)$$

где S_o – площадь выходного сечения сопла; S_m –

площадь минимального сечения сопла; F_{mj} – тяговая реактивная сила.

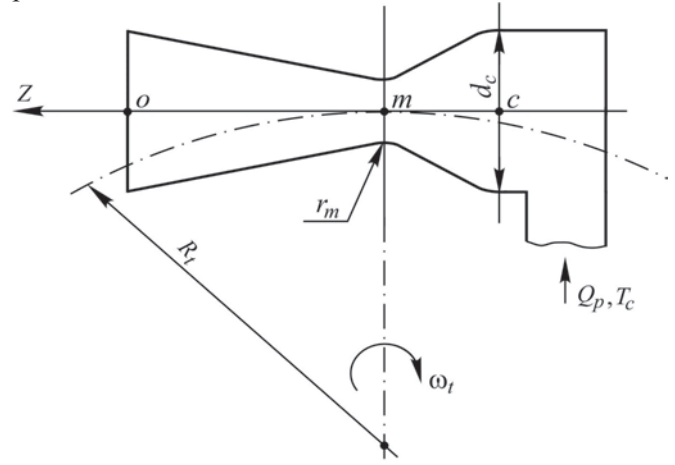


Рисунок. Сопло РГПТ с контуром для расчёта реактивной силы

Это позволяет из (4) с учётом сокращения $p_o \cdot S_o$ с разными знаками записать выражение для реактивной силы

$$F_{mj} = G \cdot (V_o - V_m) - (p_s(T_{in}) - p_o) \cdot S_m \quad (5)$$

Перепад давлений с отрицательным знаком на диффузорном участке сопла в соответствии с (5) определяет не тягу, а сопротивление. То есть второе слагаемое (5) фактически выражает силу лобового сопротивления на элементы конструкции сопла, выступающие за пределы колеса ГПТ. Таким образом, значение собственно тяговой реактивной силы даёт первое слагаемое выражения (5), для которого необходимо вычислить V_o и V_c .

Соотношение для V_o получаем на основе закона сохранения энергии для двухфазного потока. В соответствии с этим составляется известный баланс энергии между минимальным сечением сопла и выходным сечением. Учитывая условие (1), которое выражает факт отсутствия паровой фазы в минимальном сечении сопла $x_m = 0$, и $r(T) = i''(T) - i'(T)$, из вышеуказанного баланса можно получить соотношение

$$V_o^2 = 2 \cdot (i_{1,m} - i_{1,o} - x_o \cdot r(T_o)) + V_m^2 \quad (6)$$

где $r(T_o)$ – массовая теплота фазового перехода при температуре T_o ; x_o – массовое паросодержание в выходном сечении сопла; $i_{1,m}$ и $i_{1,o}$ – удельная энтальпия жидкой фазы в минимальном и выходном сечениях сопла.

Значение x_o будем находить из уравнения адиабатического процесса для двухфазной среды

$$\left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_s = x \left(\frac{1}{T} - \frac{dr(T)/dT}{r(T)} \right) - \frac{C_{1,p}}{r(T)} \quad (7)$$

где $C_{1,p}$ – изобарная теплоёмкость воды в состоянии насыщения.

Уравнение (7) получено из основного дифференциального уравнения термодинамики для двухфазной

среды при $C_{1,s} \approx C_{1,p}$. Приближённое равенство справедливо в области температур далёких от критической точки. Интервал температур работы ГПТ соответствует этому случаю. Решение уравнения (7) получили методом вариации произвольной постоянной

$$x(T) = x_{in} \frac{T}{T_{in}} \cdot \frac{r(T_{in})}{r(T)} + \frac{C_{1,p} \cdot T}{r(T)} \ln \frac{(T_{in})}{(T)}, \quad (8)$$

где (x_c, T_c) – координаты заданной точки, через которые проходит интегральная кривая уравнения (7).

Точка (x_c, T_c) исходя из процедуры решения уравнения (7) соответствует началу адиабатического процесса. Учитывая, что в минимальном сечении сопла ГПТ $x_c = x_m = 0$, подставляем (8) в (6), и тогда формула для квадрата скорости двухфазной среды в выходном сечении сопла примет вид

$$V_o^2 = 2 \left[i'(T_c) - i'(T_o) - C_{1,p} \cdot T_o \cdot \ln(T_c/T_o) \right] + V_m^2. \quad (9)$$

Величина скорости воды V_m в минимальном сечении сопла определяется давлением питающего насоса p_c , а также давлением, создаваемым полем центробежных сил при вращении колеса турбины. Для определения V_m составляем уравнение Бернулли между сечениями «с» и «т» (см. рисунок) сопла. Решаем это уравнение относительно V_m и получаем выражение

$$V_m(\omega_t) = \sqrt{V_c^2 + (\omega_t \cdot R_t)^2 + 2 \cdot \rho_{1s}^{-1}(T_c) \cdot (p_c - p_s(T_c))}, \quad (10)$$

где $\rho_{1s}(T_c)$ – плотность воды при температуре T_c ; ω_t – угловая скорость вращения колеса РГПТ; R_t – расстояние от оси вращения колеса турбины до оси сопла (рисунок); V_c – скорость воды во входном сечении конфузора, определяемая по производительности насоса Q_p (m^3/c), необходимой для прокачки заданного расхода G рабочей среды в установке и диаметру d_c входного сечения конфузора.

Отсюда видно, что скорость воды в минимальном сечении сопла есть, в том числе, и функция угловой скорости вращения турбины. Причём этот фактор является определяющим. В переходном процессе наращивания угловой скорости колеса ГПТ до выхода на стационарный режим с $\omega_t = Const$ необходимо, чтобы фронт вскипания всё время находился в минимальном сечении сопла.

Для этого скорость $V_m(\omega)$ должна быть постоянной. Чтобы обеспечить это условие, по мере увеличения угловой скорости вращения колеса турбины, необходимо увеличивать производительность питающего насоса Q_p . С целью исключения этого трудно реализуемого режима необходимо в составе установки с РГПТ предусматривать разгонный двигатель для выхода на стационарный режим вращения.

С учетом (9) и (10) соотношение для тяговой реактивной силы принимает вид

$$F_{M,J} = G \cdot \left(\sqrt{V_T^2(T_c, T_o) + V_m^2(\omega_t)} - V_m(\omega_t) \right), \quad (11)$$

где $V_T^2 = 2[i'(T_o) - i'(T_c) - C_p' T_o \ln(T_c/T_o)]$ – квадрат тепловой скорости, которая обусловлена перепадом температур на сопле.

На основе (11) выражение для тяговой реактивной мощности будет

$$N_{M,J} = G \cdot \left(\sqrt{V_T^2(T_c, T_o) + V_m^2(\omega_t)} - V_m(\omega_t) \right) \cdot \omega_t \cdot R_t, \quad (12)$$

В настоящем исследовании не учитывался тормозящий момент от действия силы Кориолиса в радиальных трубках колеса РГПТ. Однако для значительного уменьшения этого тормозящего момента может использоваться техническое решение, разработанное авторами [7].

Выражение (12) определяет полезную мощность РГПТ, а затраченная тепловая мощность при работе установки будет:

$$N_T = G \cdot C_{1,p} \cdot (T_c - T_o). \quad (13)$$

Тогда отношение (12) к (13) определяет термический КПД установки с РГПТ следующим выражением:

$$\eta_{t,JHVP} = \frac{\left(\sqrt{V_T^2(T_c, T_o) + V_m^2(\omega_t)} - V_m(\omega_t) \right) \cdot \omega_t \cdot R_t}{C_{1,p} \cdot (T_c - T_o)}. \quad (14)$$

Таким образом, получены выражения для расчёта тягового реактивного момента, развиваемого колесом РГПТ, и КПД установки. На их основе можно анализировать эффективность различных конструктивных решений для установок с РГПТ. Тяговая реактивная мощность (12) и КПД (14) установки монотонно возрастают по мере увеличения угловой скорости вращения колеса турбины. Этот рост ограничивают тормозящие моменты. Из них самым значительным есть момент, вызываемый силой Кориолиса. Дополнительное ограничение связано с прочностью конструкции колеса турбины при возрастании угловой скорости вращения.

Для оценки КПД примем следующие значения параметров характерных для РГПТ $T_c = 383$ К, $T_o = 303$ К, $\omega_t = 314$ p/c, $R_t = 1$ м, $p_c = 3$ атм, расход теплоносителя $G = 9$ кг/с, диаметр входного сечения конфузора $d_m = 10$ мм.

Значение $\eta_{t,JHVT}$ для выше указанных параметров будет 9,6 %. Отметим, что в условиях заданного перепада температур максимально возможное значение термического КПД даёт идеальная тепловая машина, работающей по циклу Карно, и этот кпд составляет $\eta_{t,Carnot} = 20,9$ %.

Выводы

1. Получены соотношения для расчёта тягового реактивного момента и КПД установки с реактивной гидропаровой турбиной в зависимости от перепада температур на сопле и угловой скорости вращения колеса.

2. Анализ этих соотношений показал, что в условиях перепада температур, характерного для избыточного тепла шахтного энергокомплекса, КПД установки с РГПТ составляет 46 % от максимально возможного КПД, определяемого циклом Карно.

3. Учитывая это обстоятельство, применение установки с РГПТ в составе шахтного энергокомплекса перспективно для утилизации избыточного

тепла с выработкой дополнительной электроэнергии. Это особенно важно при работе комплекса в летний период.

Библиографический список

1. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
2. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы. – М.: Наука, 1962. – 187 с.
3. Вскипающие адиабатные потоки / В.А. Зысин, Г.И. Баранов, Г.И. Барилевич, Т.Н. Парфёнова. – М.: Атомиздат, 1976. – 152 с.
4. Російсько-українсько-англійський словник з механіки / Укладачі В.М. Бастун, Я.М. Григоренко, В.А. Широков. – К.: Наукова думка, 2008. – 512 с.

5. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде / А.С. Голдин, О.О. Мильман // Теплоэнергетика. – 2003. – № 3. – С. 70-73.

6. Абрамович Г.Н Газовая динамика воздушно-реактивных двигателей. – М.: Изд-во БНТ, 1947. – 198 с.

7. Пат. 90232 Украина UA МПК⁹ F01D 1/00. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф.; заяв. та патентовласник Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – № а 200906198; заявл. 15.06.2009; опубл. 12.04.2010, Бюл. № 7.

Поступила 27.09.2013

УДК 622.233: 551.49

Кожевников А.А. /д.т.н./, Судаков А.К. /к.т.н./
ГВУЗ «НГУ»

Дреус А.Ю. /к.т.н./, Лысенко Е.Е.
ДНУ им. Олеса Гончара

Наука

Исследование теплопереноса в пористой крупнодисперсной среде криогенно–гравийного фильтра

Представлены результаты теоретических исследований теплопереноса в криогенно–гравийном элементе фильтра, изготовленном по низкотемпературной технологии. Ил. 4. Табл. 1. Библиогр.: 7 назв.

Ключевые слова: математическое моделирование, теплоперенос, низкотемпературная технология, криогенно–гравийный фильтр

The results of theoretical and laboratory studies of heat transfer in the element of the cryogenic gravel puck, that produced by low-temperature technology, are present.

Keywords: mathematical modeling, heat transfer, cryogenic technology, cryogenic-gravel filter.

Введение

В настоящее время существует устойчивая тенденция к увеличению объемов потребления питьевой воды. Неудовлетворительное качество поверхностных вод обуславливает все большее использование подземных, при этом для получения более качественной воды требуется оборудование все более глубоких скважин, оснащенных надежными и эффективными фильтрами. Существующие технологии создания гравийных фильтров имеют массу недостатков и не удовлетворяют технологическим, техническим, экономическим и экологическим требованиям. В Национальном горном университете была предложена [1] новая технология изготовления опускных гравийных фильтров блочной конструкции, по которой омоноличивание композита, состоящего из гравия и вяжущего вещества на водяной основе, достигается путем его замораживания. После установки фильтра в рабочее положение конструкция приобретает необходимые фильтрационные свойства, за счет обратного фазового перехода вяжущего вещества.

Для определения рациональных параметров низкотемпературной технологии изготовления таких фильтров предложено использовать как экспериментальные методы в лабораторных условиях, так и методы математического моделирования [1, 2]. Следует заметить, что технология оборудования буровой скважины низкотемпературными гравийными фильтрами предполагает ряд технологических операций, относящихся к подготовительному и основному периодам. В подготовительный период осуществляют извлечение готовых элементов фильтра из форм, сборку фильтра на дневной поверхности, операции по подготовке фильтра к транспортировке по стволу скважины. В основной период – выполняют наращивание бурильной (фильтровой) колонны, транспортировку на колонне фильтра по стволу скважины, посадку фильтра в водоприемную часть скважины.

Отметим, что если продолжительность подготовительного периода будет достаточно большая, то может произойти преждевременное «растепление» и потеря прочности конструкции фильтра. Оценка