

ФИЗИКА ИЛИМДЕРИ
ФИЗИЧЕСКИЕ НАУКИ
PHYSICAL SCIENCES

Ниязов Н.Т., Джаманкызов Н.К., Жумалиев К.М.

**СЕГНЕР ДӨНГӨЛӨК НЕГИЗИНДЕ ИШТЕГЕН ГИДРОБУУ
ТУРБИНАСЫ**

Ниязов Н.Т., Джаманкызов Н.К., Жумалиев К.М.

**ГИДРОПАРОВАЯ ТУРБИНА РАБОТАЮЩАЯ ПО ПРИНЦИПУ
СЕГНЕРОВА КОЛЕСА**

N.T. Niyazov, N.K. Dzhamankyzov, K.M. Zhumaliev

**HYDROPARVING TURBINE OPERATING ON THE
SEGNER WHEEL PRINCIPLE**

УДК: 532.52: 536.423

Табигый жана өнөр жайдан келип чыккан суюктуктун (200°C) мүмкүн болуучу булактары гидробуутурбинада колонуучу жумушчу суюктук катары колдонуудагы теориялык талдоо жүргүзүлгөн. Таишандыдан чыккан энергия тескөө температурасы төмөн, болгондуктан, жылуулук энергияны ар кандай жол менен пайдалуу механикалык энергия айландырганда термодинамикалык натыйжалуулугу азараак болот. Гидробуутурбинада Лаваль муруну жана Сегнер дөңгөлөк колдонулган. Ысык суу сегнер дөңгөлөктү катуу айланганда ылдамдыгы эске алуу менен Лаваль мурунунда болгон жагдайда кайнак буу пайда болот. Жылуулук энергиясы пайдалуу механикалык энергияга айландырат. Кургак буу энергиясы жана суюктуктун энергиясы аныкталган. Бул турбинанын натыйжалуулугу мурун бөлүмүндө эки-этап агымы тарабынан түзүлгөн жарамдуулук режими менен байланышканын көрсөтүп турат.

Негизги сөздөр: сегнер дөңгөлөк, Лаваль муруну, гидробуутурбина, эки-этап агымы, кайноо, ысып кеткен суу, тайгалануу этабы, басым, энергия.

Проводится теоретический анализ работы гидропаровой турбины, где рабочим телом является низкопотенциальные источники вскипающей жидкости естественного и промышленного происхождения (до 200°C). Для утилизации вторичных энергоресурсов характерен невысокий перепад температурного потенциала и, следовательно, невысоким будет термодинамический КПД любого процесса преобразования тепловой энергии в полезную механическую. В гидропаровой турбине использованы конструкция сегнерова колеса и сопло Лавалья. Перегретая вода вторичных энергоресурсов попадая в сегнерова колесо ускоряется и далее проходя через сужающую часть сопла Лавалья происходит вскипание создавая тяговую усилия. Происходит

преобразование тепловой энергии в полезную механическую. Определены энергия сухого пара и энергия кипящей жидкости. Показано, что эффективность работы турбины существенно зависит от структуры образованного двухфазного потока на выходном срезе сопла, связанного с режимом истечения.

Ключевые слова: сегнерова колесо, сопло Лавалья, гидропаровая турбина, двухфазный поток, вскипание, перегретая вода, скольжение фаз, давление, энергия.

A theoretical analysis of the operation of a hydro steam turbine is carried out, where the working medium is low potential sources of boiling liquid of natural and industrial origin (up to 200 °C). The utilization of secondary energy resources is characterized by a low temperature potential drop and, therefore, the thermodynamic efficiency of any process of converting thermal energy into useful mechanical energy will be low. In the hydro steam turbine, the Segner wheel design and the Laval nozzle are used. Overheated water of secondary energy getting into the Segner wheel accelerates and then passing through the constricting part of the Laval nozzle, boiling up occurs creating tractive effort. The thermal energy is converted into useful mechanical energy. The energy of dry steam and the energy of boiling liquid are determined. It is shown that the efficiency of the turbine depends substantially on the structure of the formed two-phase flow at the exit section of the nozzle associated with the outflow mode.

Key words: segner wheel, Laval nozzle, hydro steam turbine, two-phase flow, boiling up, superheated water, phase slip, pressure, energy.

Введение. В настоящее время использование всевозможных технологий для решения проблемы энергосбережения является актуальной и первоочередной задачей.

По мнению исследователя В.А. Зысина [3], утилизация тепла низкого потенциала естественного и промышленного происхождения (до 200 °С) дает хорошие результаты в перспективе в деле преобразования данного тепла в механическую энергию в гидропаровых турбинах (ГПТ).

Гидропаровая турбина работает по принципу сегнерова колеса. При преобразовании тепла в механическую энергию в ГПТ через внутренний канал вала в турбину подается перегретая вода.

По результатам теоретических исследований и экспериментальной работы В.А.Зысина, Г.И. Баранова, Г.И.Барилевича и других установлено следующее. Рабочее тело под воздействием центробежных сил при вращении прибывает по радиальным каналам к соплам, установленным на периферии рабочего колеса.

При прохождении суженной части сопла водяной поток ускоряется, перегревается и происходит интенсивное вскипание. В итоге получается пароводяная смесь, выбрасываемая из сопла со скоростью 150-200 м/с, которая создает дополнительную реактивную тягу по сравнению с истечением холодной воды [4].

В отличие от традиционных паротурбинных установок в ГПТ происходит расширение рабочей среды в двухфазную область от левой ветви кривой равновесия [2] между насыщенными водой и паром.

Невысокий перепад температурного потенциала является благоприятным условием для утилизации вторичных энергоресурсов. При этом любой процесс преобразования тепловой энергии в полезную механическую имеет невысокий термодинамический КПД.

При невысоком термодинамическом КПД возникает необходимость решить проблему расчёта тягового усилия и мощности колеса реактивной ГПТ, оценить на этой основе реальный КПД установки в условиях заданного перепада температур.

Первые систематические исследования рабочего процесса и оборудования ГПТ были начаты В.А. Зысиным [3] и его коллегами [4]. Из опубликованных исследований истечения вскипающей воды из сопла Лавалея следует отметить работы [4-5], данные которых позволяют сделать следующие выводы. Эффективность ГПТ зависит от: завершенности процесса парообразования в движущейся перегретой воде; обеспечения безотрывного движения пароводяной смеси в каналах, что определяется чистотой обработки поверхности и углом раскрытия диффузорной части сопла Лавалея.

Вместе с тем, ГПТ является серьезным конкурентом лопастным и винтовым турбинам благодаря прос-

тоте конструкции, технологичности изготовления, относительной дешевизне, надежности в эксплуатации.

Теория сегнерова колеса. Рассмотрим теорию сегнерова колеса с позиции современной теории турбомашин [5].

Пусть рабочее тело входит в сегнерово колесо по оси вращения ($u_1=0$), при выходе из сопла Лавалея имеет окружную скорость u_2 . Данная конструкция представляет собой радиально-осевую турбинную ступень центробежного типа. При выходе из вращающихся сопел рабочее тело имеет относительную скорость w_2 . Скорость рабочего тела напрямую влияет на скорость струи. При этом струя приводит рабочее колесо во вращение и вырабатывается мощность.

Для расчета этой мощности воспользуемся известным турбинным уравнением Эйлера. Формулы Эйлера выражают закон количества движения, поэтому они верны для любого потока идеальной или вязкой жидкости. Главный момент вращающих сил, действующих на рабочее колесо, рассчитываемое на основании теоремы о моменте количества движения системы материальных точек, выражается формулой [5].

$$M = G(c_{1u}r_1 - c_{2u}r_2) \quad (1)$$

Из этой формулы определяется вырабатываемая мощность решетки (колеса)

$$N = M\omega = G(c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2) \quad (2),$$

где ω – угловая частота вращения, а $u_1 = r_1\omega_1$, $u_2 = r_2\omega$ – входные и выходные окружные скорости вращения.

Удельная работа, развиваемая расходом в 1кг/с рабочего тела ($h_u = \frac{dN}{dG}$), может быть выражена одной из следующих формул:

$$h_u = \frac{dN}{dG} = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2; \quad (3)$$

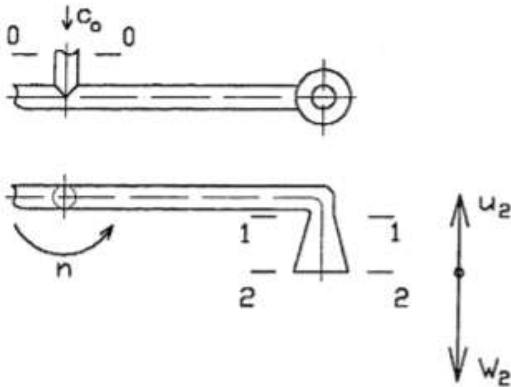
$$h_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (4),$$

причем уравнение (4) получается из (3) простого преобразования с привлечением теоремы косинусов.

Эти турбинные уравнения Эйлера справедливы для турбомашин всех типов. В том виде, как они записаны, для турбинной ступени $h_u > 0$, а для компрессорной $h_u < 0$. Для одномерных потоков удельная работа легко находится, если известны входной и выходной треугольники скоростей.

Согласно уравнениям Эйлера, удельная работа зависит от окружных скоростей и скорости потока или определяется изменениями кинетических энергий абсолютных, относительных и переносных (окружных) движений потока.

В рассматриваемом случае (см. рис.1), вектор w_2 образует с осью вектора u угол, равный $\beta_2=180^\circ$. Абсолютная скорость потока рабочего тела, определяемая как $c_2 = w_2 - u_2$, направлена под углом $\alpha_2=\beta_2$. Поэтому проекция абсолютной скорости на ось u , направленной в сторону вращения, будет равна $c_{2u} = -c_2$.



Тогда согласно (3) удельная работа принимает вид

$$h_u = -c_{2u}u_2 = c_2u_2 \quad (5)$$

Предположим, что рабочее тело перед сегновым колесом имеет параметры: i_1^* , T_1^* , p_1^* , ρ_1^* . Во вращающемся канале за счет центробежной силы создается компрессорный эффект, и рабочее тело сжимается, поток получит дополнительную энергию. Это означает, что энтальпия повышается на величину, определяемой удельной работой кариолисовой силы, т.е.

$$h_\omega = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \approx \frac{u_2^2}{2} \quad (6)$$

Вычисления параметров рабочего тела требуют учитывать потерю энергии потока от трения в трубке. Если за коэффициент потери ξ_{w_1} принимается коэффициент для обычных труб, то удельная работа силы трения определяется из выражения

$$\Delta h_{w_1} = \xi_{w_1} \frac{w_1^2}{2} \quad (7)$$

Для расчета общей удельной работы используем уравнение первого закона термодинамики в форме Эйлера, которое без учета внешней потенциальной энергии имеет вид

$$dq = di + d\left(\frac{w^2}{2}\right) \quad (8),$$

где q – удельный тепловой поток, i – удельная энтальпия. При адиабатическом процессе $dq = 0$, удельная работа без учета потерь энергии равна

$$h = \frac{w^2}{2} = i_0 - i_1 \quad (9),$$

и показывает процесс превращения тепловой энергии $i_0 - i_1$ потока в её кинетической энергии. Тогда теоретическая (располагаемая) работа, совершаемая в сопле и скорость истечения с учетом (6) и (7) находятся по формулам

$$h_2^* = i_1^* + h_\omega - i_{2t}^* - \Delta h_{w_1} \quad (10),$$

$$w_{2t} = \sqrt{2h_2^*} \quad (11),$$

где индекс значок t показывает, что процесс происходит в изоэнтальпийном случае. Однако, действительная скорость истечения определяется из выражения

$$w_2 = \psi \sqrt{2h_2^*} \quad (12),$$

где $\psi = \frac{w_d}{w_0}$ – коэффициент скорости. Действительно, при одинаковом перепаде давления в конце адиабатного процесса расширения при истечении жидкости с трением температура рабочего тела становится выше, чем в конце адиабатного процесса расширения без трения. Таким образом, в действительном процессе скорость истечения w_d уменьшается, тогда как в идеальном w_0 ($w_d < w_0$) скорость истечения выше. Поскольку модуль абсолютной скорости $c_2 = w_2 - u_2$, тогда согласно (5) удельная работа на окружности с учетом (12) будет равна

$$h_u = u_2(\psi \sqrt{2h_2^*} - u_2) \quad (13)$$

Располагаемая работа с учетом (10) будет равна

$$h_0 = i_1^* - i_{2t}^* = h_2^* - h_\omega + \Delta h_{w_1} \quad (14)$$

Окружной кпд определяется выражением

$$\eta = \frac{h_u}{h_0} = 2u_2(\psi \sqrt{2h_2^*} - u_2)/C_0^2 \quad (15),$$

где $C_0^2 = 2h_0$.

При идеализированном случае, когда $\psi = 1$ и $\Delta h_{w_1} = 0$, а также при пренебрежении потерями энергии в парожидкостном потоке, вышедшем из ротора с абсолютной скоростью c_2 , окружной кпд (15) принимает вид

$$\eta = 2 \frac{u_2}{C_0} \left[\sqrt{1 + \left(\frac{u_2}{C_0}\right)^2} - \frac{u_2}{C_0} \right] \quad (16),$$

так как в этом случае $h_{2t}^* = h_0 + \frac{u_2^2}{2}$.

Предельный режим истечения вскипающего потока. Рассмотрим работы гидропарового двигателя, основанного на процессах истечения перегретой воды из сопел Лавала.

Теоретический анализ изэнтропного процесса истечения жидкости В.А.Зысина [3] показывает, что при превышении полного давления перед соплом p_0 над давлением насыщения p_s на некоторую величину возникает предельный режим истечения. При данном режиме вскипание жидкости происходит только в критическом сечении, совпадающем с минимальным сечением сопла. Парообразование до критического сечения не происходит [3].

Критическая скорость потока при предельном режиме истечения, определяется из выражения [4]

$$w_{кр.пред} = \frac{v'r}{\sqrt{c'T(v''-v')v'}} \quad (17)$$

где c', T, v', v'', r - параметры жидкости и сухого пара при температуре перед соплом (теплоемкость, температура, удельный объем жидкости и пара, удельная теплота испарения соответственно).

Условием возникновения предельного режима истечения является неравенство:

$$\Delta p_{пр} = (p_0 - p_s) > \frac{w_{кр.пред}^2}{2v'} \quad (18)$$

Возникает неравновесный процесс, вызванный силами трения, а также механизмом образования паровых пузырей, которые определяют структуры потока. В итоге критическое давление оказывается ниже значения p_s , а действительная скорость в минимальном сечении превышает теоретическую. Опыты показывают, что все качественные закономерности предельного режима истечения сохраняются. Теоретическую и действительную скорости связывает скоростной коэффициент $\psi = \frac{w_d}{w_0}$, который определяет эффективность работы сопла. С помощью (17) и (18) выражение для предельного изменения давления можно записать как

$$\Delta p_{пр} = \frac{v'r^2}{2v''^2 c'T} \quad (19),$$

поскольку имеет место $v'' \gg v'$.

С помощью уравнения Клайперона-Клаузиуса определяем предельный начальный недогрев жидкости до температуры насыщения, который показывает достижение предельной скорости перед фронтом закипания:

$$\Delta t_{пр} = \frac{(v''-v')v'r}{2v''^2 c'} \quad (20)$$

Тогда можно найти связь между предельной скоростью с начальным недогревом

$$w_{пр} = \sqrt{\frac{2v'r\Delta t_{пр}}{T(v''-v')}} \quad (21)$$

и получить выражение для удельного предельного расхода

$$G_{пр} = \frac{w_{пр}}{v'} = \sqrt{\frac{2r\Delta t_{пр}}{T(v''-v')v'}} \quad (22)$$

Таким образом, возникновение предельного режима истечения обуславливает условия создания работоспособной гидропаровой турбины [4]:

- парообразование осуществляется только в расширяющейся части сопла Лавала;
- до минимального сечения этого сопла поток должен удовлетворять условию (18);
- за соплом Лавала двухфазный сверхзвуковой поток не должен встречать движущиеся части, подверженные износу.

Однако надо обратить внимание, что для эффективной работы сопла основной величиной является коэффициент скорости ψ . Это связано с тем обстоятельством, поскольку при истечении самоиспаряющейся жидкости через сопло реальная скорость потока определяется структурой образованного двухфазного потока и их механизмом возникновения. Следовательно, величина ψ будет другая и для исследования этих факторов в литературе существует различные модели [4]. Помимо структурных факторов на величину ψ влияет также абсолютное значение давления и начальный недогрев Δt_n , что относится к мало исследованным направлениям.

Остановимся на случае, когда через турбины сегнерова колеса течет вскипающая вода. Разгон пароводяного потока сопровождается потерей кинетической энергии, вышедшей из ротора с абсолютной скоростью c_2 [4]. Тогда в выражении КПД, определяемого как

$$\eta = \frac{h_u}{h_0} \quad (23),$$

полезная удельная работа на окружности рабочего колеса h_u определяется как алгебраическая сумма следующих работ: работа расширения - h_p , работа кариолисовых сил - $h_k = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ и работа потери кинетической энергии - $\Delta h_3 = \frac{c_2^2}{2}$, величина $h_0 = i_1 - i_2$ предполагаемый теплоперепад, где i_1 и i_2 - энтальпии рабочего тела до входа в турбину и после выхода из сопла при расширении его без потерь, соответственно. Часть работы кариолисовой силы полезно используется для преобразования в механическую энергию вращения рабочего колеса, и тогда выражения для работы расширения можно записать в виде

$$h_p = \left(h_0 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) \eta_n \eta_e \quad (24),$$

где η_n - КПД насосного эффекта, показывающий эффективность преобразований работы кариолисовых сил в потенциальную энергию для повышения давления рабочего тела, η_e - КПД сопла. Тогда КПД гидропаровой турбины (23) после несложных математических преобразований имеет вид

$$\eta = \frac{u_2^2 - u_1^2}{c_0^2} (\eta_n \eta_e - 1) + \eta_e - \frac{c_2^2}{c_0^2} \quad (25)$$

Далее учитывая, что $c_2 = w_2 - u_2$ выражению (25) перепишем в виде

$$\eta = \frac{u_2^2 - u_1^2}{c_0^2} (\eta_n \eta_e - 1) + \eta_e - \frac{(w_2 - u_2)^2}{c_0^2} \quad (26)$$

Здесь относительная скорость парокапельной смеси w_2 на выходе из сопла определяется

$$w_2 = \psi \sqrt{i_1 - x i_2'' - (1-x) i_2'} \quad (27),$$

где i_1 - энтальпия сухого пара, i_2' - энтальпия жидкости, x - степень сухости пара. Формула (27) показывает, что рабочее тело на выходе из сопла имеет двухфазную структуру.

Из выражения (15) и (16) видно, что при течении через сегнерово колесо однокомпонентного рабочего тела без фазового перехода КПД зависит от $\frac{u_2}{c_0}$ и от коэффициента сохранения скорости ψ . С уменьшением ψ максимум КПД смещается в сторону меньшего значения $\frac{u_2}{c_0}$, что графически показано в работе И.И. Кириллова, А.И. Кириллова «Теория турбомашин» [5]. Причина смещения КПД - влияние кариолисовых сил на повышение давления рабочего тела при его движении от центра к периферии.

Формулы (26) и (27) учитывают дополнительные потери кинетической энергии, и определяют КПД установки течения вскипающей жидкости. Потери кинетической энергии зависят от структуры потока и размеров капель и определяются отношением скоростей жидкой фазы и пара, т.е.

$$v = \frac{w_{2ж}}{w_{2п}} \quad (28)$$

Другой важный момент - тот фактор, что значения скорости ψ сопел, работающих на вскипающих рабочих телах, меньше, чем соответствующие его значения скорости при течении жидкости без вскипания [7]. Для учета этих факторов кинетическую энергию

$\frac{c_2^2}{2}$ представим в виде

$$\frac{c_2^2}{2} = \frac{(w_2 - u_2)^2}{2} = x \frac{(w_{2п} - u_2)^2}{2} + (1-x) \frac{(w_{2ж} - u_2)^2}{2}$$

с учетом (28) эту выражению перепишем как

$$\frac{(w_2 - u_2)^2}{2} = x \frac{(w_{2п} - u_2)^2}{2} + (1-x) \frac{(v w_{2п} - u_2)^2}{2},$$

где выражение $x \frac{(w_{2п} - u_2)^2}{2}$ показывает долю кинетической энергии сухого пара, а слагаемое $(1-x) \frac{(v w_{2п} - u_2)^2}{2}$ энергию кипящей жидкости.

Тогда для КПД получим выражение

$$\eta = \frac{u_2^2 - u_1^2}{c_0^2} (\eta_n \eta_e - 1) + \eta_e - x \frac{(w_{2п} - u_2)^2}{c_0^2} - (1-x) \frac{(v w_{2п} - u_2)^2}{c_0^2} \quad (29)$$

Теперь относительной скорости пара $w_{2п}$ необходимо выразить через среднее относительной скорости $w_{2ср}$. Её можно определить из выражения

$$w_{2ср} = \sqrt{\eta_e 2 h_p} = \psi \sqrt{\eta_e (i_1 - x i_2'' - (1-x) i_2')} \quad (30)$$

С другой стороны эту же скорость $w_{2ср}$ представим через энергии соответствующих фаз как

$$w_{2ср} = w_{2п} \sqrt{x + (1-x)v^2} \quad (31)$$

Следовательно, окончательно для $w_{2п}$ находим

$$w_{2п} = \frac{\psi \sqrt{\eta_e (i_1 - x i_2'' - (1-x) i_2')}}{\sqrt{x + (1-x)v^2}} \quad (32)$$

Таким образом, формула (29) совместно с (32) позволяет определить КПД работы вскипающего рабочего тела при истечении его через турбины типа сегнерова колеса с учетом влияния коэффициента постоянной скорости и скольжения фаз, который характеризует воздействие отношений относительных скоростей парокапельной смеси.

В заключение отметим, что использование вскипающей жидкости в виде рабочего тела является перспективным. Степень преобразования рабочего тела в кинетическую энергию отличается конструктивными особенностями: простота конструкции, технологичность изготовления, относительная дешевизна, надежность в эксплуатации. От структуры образовавшегося двухфазного потока, который формируется к выходному срезу канала, зависят различные режимы истечения. Следовательно, они в конечном итоге отражаются на величине коэффициента постоянной скорости и скольжения фаз и определяют эффективность работы гидропарового генератора.

Литература:

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. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергия, 1980. - 424 с.
3. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы / В.А.Зысин. - М.: Наука, 1962. - 187 с.
4. Вскипающие адиабатные потоки. / В.А. Зысин, Г.И. Баранов, Г.И. Барилевич [и др.]. - М.: Атомиздат, 1976. - 152 с.
5. Кириллов И.И. Кириллов А.И. Теория турбомашин. - Л. Машиностроение, 1974. - 310 с.
6. Карышев К.К., Мильман Ю.А., Шевелев В.В. Влияние скольжения фаз на характеристику гидропаровой турбины, работающей по принципу сегнера колеса // Известия ВУЗов, Транспортное и энергетическое машиностроение, 2007. - №10. - 25-29 с.
7. Голдин А.С. Мильман Ю.А. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде. // Теплоэнергетика 2003. №3. - 70-73 с.

Рецензент: к.т.н. Раимкулов М.Н.
