

УДК 621.311.21, 621.232.524, 681.513.1

## МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОЙ ОБЪЕМНО-ШНЕКОВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

<sup>1</sup>Умбетов Е.С., <sup>1</sup>Уткин Л.А., <sup>2</sup>Омаров Р.А., <sup>3</sup>Осмонов Ы.Д., <sup>1</sup>Шоколакова Ш.К.

<sup>1</sup>НАО «Алматинский университет энергетики и связи», Алматы, e-mail: erumbetov64@mail.ru;

<sup>2</sup>НИИ электрификации и механизации сельского хозяйства, Алматы,  
e-mail: kazniimesh@yandex.kz;

<sup>3</sup>Кыргызский национальный аграрный университет, Бишкек, e-mail: Osmonov.ysman@mail.ru

Настоящая статья посвящена методике проектирования шнековой турбины для повышения частоты вращения выходного вала. Установлено, что рабочий процесс определяется только углами и соотношениями скоростей при входе и выходе из шнековой турбины. По расчетным параметрам на входе и выходе лопасти шнековой турбины для средней линии тока составлена схема их последовательного расположения в развертке на плоскости. Получены параметры треугольников скоростей на входе и на выходе из турбинного колеса

**Ключевые слова:** комбинированная гидротурбина, треугольник скоростей, турбинное колесо, микрогЭС

## MODEL OF COMBINED VOLUME-AUGER HYDRO TURBINE

<sup>1</sup>Umbetov E.S., <sup>1</sup>Utkin L.A., <sup>2</sup>Omarov R.A., <sup>3</sup>Osmonov I.D., <sup>1</sup>Shokolakova S.K.

<sup>1</sup>Almaty university of power engineering and telecommunication, Almaty, e-mail: erumbetov64@mail.ru;

<sup>2</sup>Research institute of electrification and mechanization of agriculture, Almaty,  
e-mail: kazniimesh@yandex.kz;

<sup>3</sup>Kyrgyz National Agricultural University, Bishkek, e-mail: Osmonov.ysman@mail.ru

This article is devoted to the method of designing an auger turbine to increase the frequency of rotation of the output shaft. It was found that the worker process is determined only by the angles and speed ratios at the entrance and exit of the auger turbine. By design parameters at the inlet and outlet of blades of the auger turbine for midline of current composed of a serial arrangement of a plane. The parameters of triangles of speeds at the inlet and outlet of the turbine wheel were received. In the result of the research local and integral characteristics of the operation process were obtained, that showed the possibility of using the operation part of the turbine with of different configurations for effective operation of installation.

**Keywords:** combined hydro turbine, triangle of speeds, turbine wheel, micro hydro plant

В существующей технической литературе автором не найдено методики проектирования параметров комбинированных турбин, с целью повышения частоты вращения выходного вала, то актуальным является создание таких методик.

Наиболее близкой являются работы [1-2] по гидродинамической передаче (ГДП) где рассматриваются передача мощности с ведущего вала на ведомый без жестких связей за счет взаимодействия лопастных систем с рабочей жидкостью.

ГДП – это система содержащая подсистемы насосное (Н), турбинное (Т) колеса и неподвижный реактор (Р). Реактор соединен с неподвижным корпусом и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. При этом взаимодействии на реакторе возникает крутящий момент, поэтому в ГДП момент на входном валу не равен моменту на выходном валу.

Известны работа рассматривающая гидродинамическую передачу для обоснования параметров на входе и на выходе из насосного и турбинного колеса, реактора.

Известны исследования течения жидкости в осевых поворотно-лопастных ги-

дротурбинах, которая имеет сложную пространственную структуру [3-4].

Однако анализ представленных работ показывает, что за счет изменения угла поворота лопастей, получают адаптированные гидротурбины к условиям эксплуатации.

Поэтому для рационального проектирования новых гидротурбин необходимо знать характеристики пространственного течения во всех элементах проточной части.

Нами представлен другой подход, где объемно-шнековая гидротурбина адаптирована к идеальному процессу пространственного течения жидкости.

Предлагаемая комбинированная шнековая гидротурбина шита условно из трех частей в котором учитываются все процессы объемного течения жидкости, в частности:

– режим входа в гидротурбину, т.е. изначально течение имеет вращательное течение, обусловленным углом наклона направляющих, соответственно верхняя часть турбины выполнена в виде спиральной камеры;

– режим плавного перехода для ускорения турбины, т.е. течение полностью подготавливается к переходу от потенциальной энергии в кинетическую энергию;

– режим закрутки, т.е. острый угол турбины полностью ускоряет вращательный момент.

Классически высота напора в поворотных-лопастных гидротурбинах имеет решающее значение для получения мощности, а в шнековой гидротурбине наиболее оптимально происходит течение жидкости, т.е. высота напора уменьшается на порядок, что обуславливает повышение энергетической эффективности микроГЭС.

Общий вид расположения шнековой турбины в спиральной камере в соответствии с рис. 1. Для шнековой турбины расчет и построение параллелограммов и треугольников сложен, так как турбина работает в радиальной и осевой плоскостях. Для упрощения турбину разбиваем на две части активную, где нет поворота и реактивная часть, где есть поворот лопатки по оси турбины в соответствии с рис. 2.

Турбина работает за счёт уменьшения её рабочим колесом момента количества движения протекающей через колесо жидкости. При входе в колесо этот момент равен:

$$\frac{q\tau}{g} v_1 \cos \alpha_1 R_1, \quad (1)$$

$$\text{а при выходе } \frac{q\tau}{g} v_3 \cos \alpha_2 R_2, \quad (2)$$

где  $q$  – расход через каналы колеса;  $v_1$  и  $v_2$  – абсолютные скорости жидкости при входе в колесо и при выходе из него;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы входа и выхода;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы между абсолютными скоростями жидкости и окружными скоростями колеса та же в соответствии с рис. 2–5. Эти моменты могут быть больше (направлены по вращению колеса) или меньше нуля (направлены напротив).

Передаваемый колесу момент

$$M = q \left( \frac{v_1 \cos \alpha_1 R_1 - v_2 \cos \alpha_2 R_2}{g} \right) \quad (3)$$

уравновешивается в установившемся режиме полезными и вредными сопротивлениями на валу турбины. Так как  $q = Q - Q_y$ , где  $Q_y$  – расход в обход рабочих каналов колеса, а объёмный к. п. д.

$$\eta v = \frac{Q - Q_y}{Q}, \text{ то } q = Q \eta v^\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (4)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (5)$$

Умножение  $M$  на угловую скорость даёт мощность, передаваемую водой шнековой турбине; умножая её дальше на механический к. п. д. получают полезную мощность микроГЭС.

$$Q \tau \left( \frac{v_1 \cos \alpha_1 u_1 - v_2 \cos \alpha_2 u_2}{g} \right) \eta v n_m = Q \tau H \eta. \quad (6)$$

Подстановка  $\eta = \eta^v n^t m$  даёт основное уравнение турбины (уравнение Эйлера)

$$\tau_n H = \frac{v_1 \cos \alpha_1 u_1 - v_2 \cos \alpha_2 u_2}{g} = \frac{\omega (\Gamma_3 - \Gamma_2)}{g 2\pi}. \quad (7)$$

Из формулы видно, что рабочим процесс определяется только углами и соотношениями скоростей при входе и выходе из колеса. Промежуточная часть канала во избежание лишних потерь должна лишь плавно изменять скорости по величине и направлению.

Абсолютные скорости  $v_1$  и  $v_2$  увязываются с составляющими их относительными:

$$W_1 = q/F_1 \text{ и } W_2 = q/F_2,$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – соответствующие поперечные сечения) и окружными  $u_1 = \pi \times D_1 \times n / 60$  – и  $u_2 = \pi \times D_2 \times n / 60$  в параллелограммы или треугольники. Направления  $u$  – по касательным к окружностям, направления  $W$  – по направлениям каналов. Относительный путь струи соответствует каналу, абсолютный строится по сумме относительных и переносных перемещений; он касается направлений  $v_1$  и  $v_2$ .

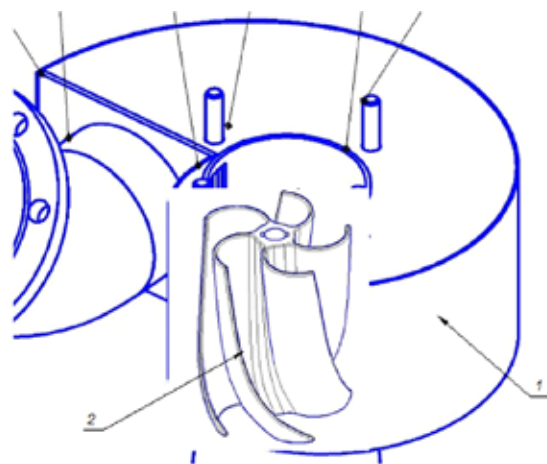


Рис. 1. Расположение шнековой турбины в спиральной камере:  
1 – спиральная камера; 2 – шнековая турбина

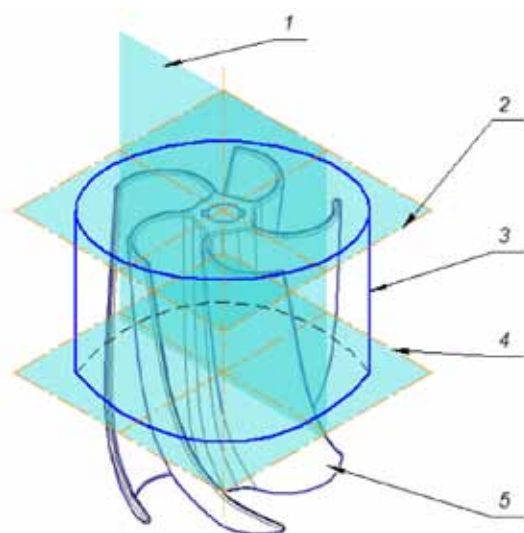


Рис. 2. Расположение секущих плоскостей на шнековой турбине:  
1 – секущая плоскость 3; 2 – секущая плоскость 1; 3 – внутренняя кромка спиральной камеры;  
4 – секущая плоскость 2; 5 – шнековая турбина

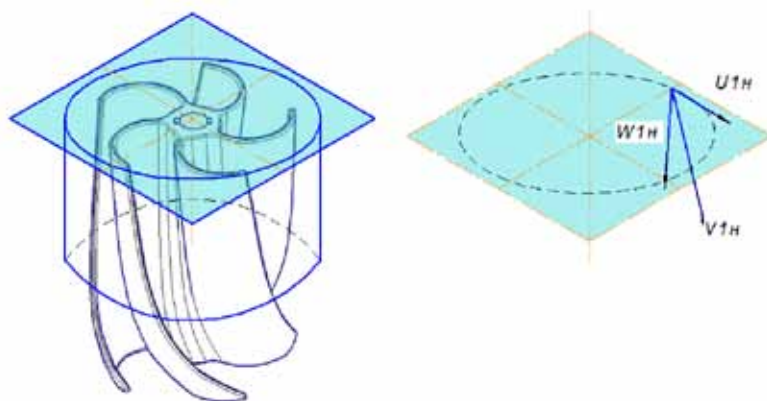


Рис. 3. Треугольник скоростей на входе шнековой турбины

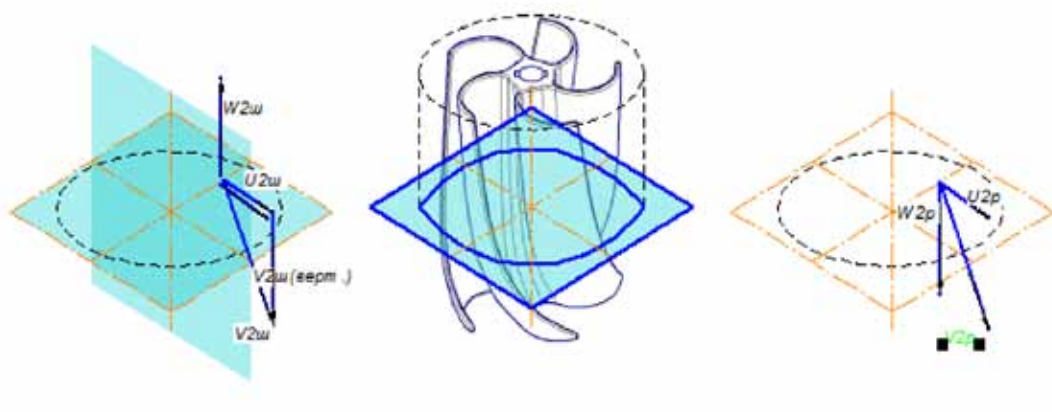


Рис. 4. Треугольник скоростей на выходе из шнековой турбины в плоской части и на входе шнековой турбины в реактивной части

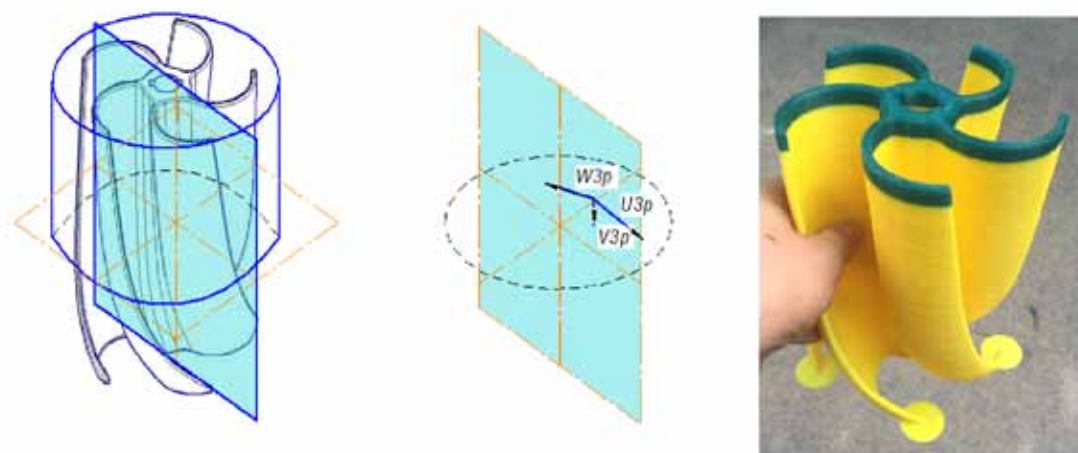


Рис. 5. Треугольник скоростей на выходе из шнековой турбины в реактивной части

### Ударные потери в шнековой турбине

Полагаем, что определяющими будут гидравлические потери на удар, связанные с вихреобразованием при отрыве потока жидкости от лопастей при отклонении направления потока от его направления в режиме безударного входа на кромку лопастей. Величину ударных потерь на входе в ТК можно оценить следующим образом:

$$h_{y\alpha T} = \varphi T \frac{\Delta v^2 u T_1}{2g}, \quad (8)$$

где  $f_i$  – коэффициент ударных потерь решетки турбинного колеса;  $\Delta v$  – разница окружных составляющих собой скорости при отклонениях направления потока от его направления в режиме безударного входа.

Запишем:

Проекция абсолютной скорости на окружное направление по углу натекания:

$$v_u T_1 = U_{1T} - \frac{c \operatorname{tg}(\beta_{1T})}{2\pi \cdot R_{T1} \cdot b_{T1} \cdot \psi_{1T}} Q; \quad (9)$$

Проекция абсолютной скорости на окружное направление по углу решетки:

$$v_{uT_{L1}} = U_{1T} - \frac{c \operatorname{tg}(\beta_{1T_1})}{2\pi \cdot R_{T_1} \cdot b_{T_1} \cdot \psi_{1T}} Q. \quad (10)$$

Следовательно,

$$\Delta v_{uT_1}^2 = \left( \frac{c \operatorname{tg}(\beta_{1T_1})}{2\pi R_{T_1} b_{T_1} \psi_{1T}} - \frac{c \operatorname{tg}(\beta_{1T})}{2\pi R_{T_1} b_{T_1} \psi_{1T}} \right)^2 Q^2 = \frac{1}{R_{T_1}^2} \Delta^2 Q^2, \quad (11)$$

Откуда несложно получить:

$$h_{y\delta T} = \varphi T \frac{\Delta v_{uT_1}^2}{2q} = \varphi T \cdot \frac{1}{2q R_{T_1}^2} \cdot \Delta^2 Q_0^2 e^{-2x} = \varphi T \frac{1}{2q R_{T_1}^2} \cdot \Delta^2 Q_0^2 e^{-2x}. \quad (12)$$

Обозначим

$$B = \frac{1}{2q R_{T_1}^2}, \quad (13)$$

И тогда окончательно запишем:

$$h_{y\delta T} = \varphi_T B \Delta^2 Q_0^2 e^{-2x}. \quad (14)$$

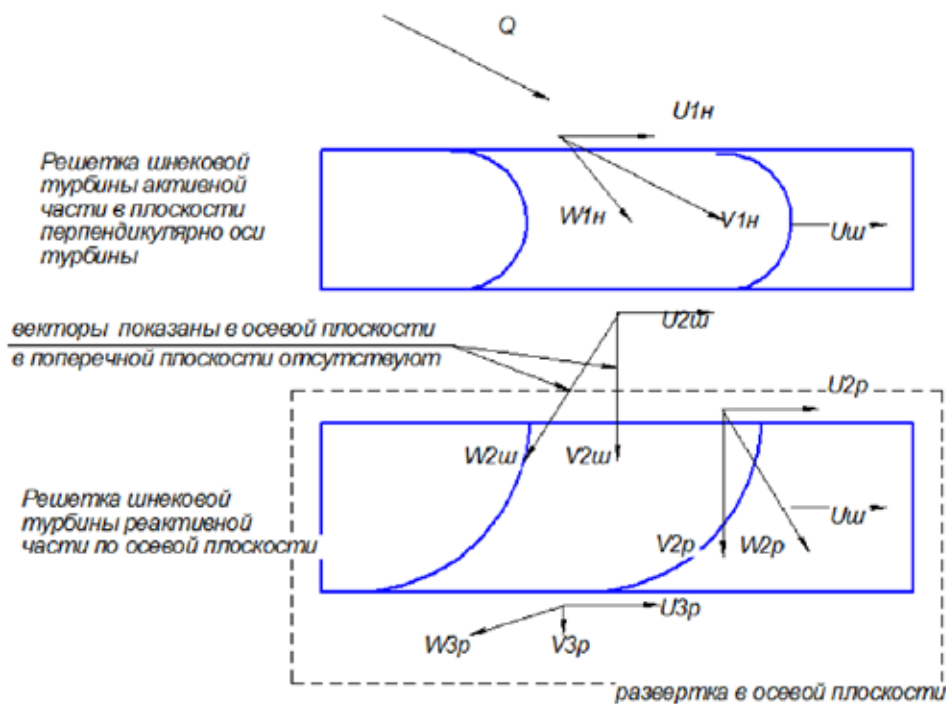


Рис. 6. Схема последовательного расположения лопастных колес в развертке на плоскость

По рассчитанным ранее параметрам на входе и выходе лопастных колес для средней линии тока составим схему их последовательного расположения в развертке на плоскость в соответствии с рис. 6.

Однако для окончательного выбора проточной части одних расчетных методов исследования недостаточно, поскольку они описывают рабочий процесс гидротурбины приближенно. В связи с этим в инженерной практике большое значение придается экспериментальному исследованию моделей и натурных гидромашин. Лабораторные испытания моделей и их модификаций позволяют в конечном итоге решить задачу создания эффективной проточной части гидротурбины для заданных условий. Экспериментальные данные используют также для дальнейшего уточнения и совершенствования методов расчета проточной части гидротурбин.

#### **Выводы**

1. Предложена методика проектирования шнековой турбины для повышения частоты вращения выходного вала.

2. Установлено, что рабочий процесс определяется только углами и соотношениями скоростей при входе и выходе из шнековой турбины.

3. По расчетным параметрам на входе и выходе лопасти шнековой турбины для средней линии тока составлено схема их последовательного расположения в развертке на плоскости.

4. Получены параметры треугольников скоростей на входе и на выходе из турбинного колеса

#### **Список литературы**

1. Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М., Семенова Е.А. Малая ГЭС с насосом в обратном режиме в качестве турбины и с повышающей гидродинамической передачей // Энергетик. – №2. – 2014. – С. 63-65.
3. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
3. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин /И.Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
4. Ковалев Н.Н. Гидротурбины: конструкции и вопросы проектирования / Н.Н. Ковалев.– Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с.