

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НОВОЙ ОРИГИНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

В.М. Иванов, Т.Ю. Иванова, Е.П. Жданов, Г.О. Клейн, В.Н. Юренков

В работе приведены методика расчёта проточной части осевой (пропеллерной) гидротурбины, основные понятия, определения и характеристика осевой (пропеллерной) гидротурбины.

Ключевые слова: осевая гидротурбина, конструкция, методика, расчет.

Статья написана в связи с проведением НИР в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы по проблеме «Гидроэнергетические установки новой оригинальной конструкции на базе осевых гидротурбин».

Основные понятия и определения

Для МикроГЭС применяются в основном горизонтальные осевые (пропеллерные) гидротурбины. Геометрические размеры гидротурбины характеризуются номинальным, т.е. расчетным диаметром рабочего колеса D_1 , за который принимается наибольший диаметр камеры рабочего колеса.

Для двух подобных гидротурбин a и b на изогональных режимах частоты вращения расходы и мощности связаны зависимостями [1]:

$$\begin{aligned} \frac{n_a}{n_b} &= \frac{D_b \sqrt{H_a}}{D_a \sqrt{H_b}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{za}}}{\sqrt{\eta_{zb}}}, \\ \frac{Q_a}{Q_b} &= \frac{D_a^2 \sqrt{H_a}}{D_b^2 \sqrt{H_b}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{za}}}{\sqrt{\eta_{zb}}} \cdot \frac{\eta_{qb}}{\eta_{qa}}, \\ \frac{N_a}{N_b} &= \frac{D_a^2 H_a \sqrt{H_a}}{D_b^2 H_b \sqrt{H_b}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{za}}}{\sqrt{\eta_{zb}}} \cdot \frac{\eta_a \eta_{qb}}{\eta_b \eta_{qa}}, \end{aligned}$$

где: η_{za}, η_{zb} – гидравлические КПД гидротурбин a и b ;

η_{qa}, η_{qb} – объёмные КПД;

η_a, η_b – полные КПД гидротурбин a и b .

Предварительно, в первом приближении принимается, что η, η_q и η_z одинаковы для гидротурбин a и b .

Гидротурбина a с размерами $D_{1a}=1$ м и напором $H_a=1$ м называется эталонной и к ее параметрам приводятся параметры рабочей гидротурбины. В этом случае [1]

$n_a = n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}$ – приведённая частота вращения;

$Q_a = Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$ – приведённый расход воды;

$N_a = N_1' = 9,81 \cdot Q_1' \cdot \eta = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}}$ – приведённая мощность.

Для характеристики гидравлических качеств гидротурбин по скорости вращения и по пропускной способности, а также для сравнения между собой, используется коэффициент быстроходности n_s . Коэффициент быстроходности численно равен частоте вращения вала исследуемой гидротурбины, но таких размеров, при которых она в условиях подобных режимов работы при напоре $H=1,0$ м обладает мощностью $N=1,0$ л.с. При этом в первом приближении принимается, что отношение КПД модельной гидротурбины к КПД исследуемой равно единице. С использованием системы уравнений связи параметров для двух подобных гидротурбин можно получить [1, 2]

$$n_s = n \frac{\sqrt{N_{п.с.}}}{H^{\frac{1}{4}} \sqrt{H}} \text{ или } n_s = 3,65 \cdot n_1' \cdot \sqrt{Q_1' \eta}.$$

С изменением мощности или числа оборотов при данном напоре коэффициент быстроходности изменяет свою величину. Поэтому этим параметром можно пользоваться только при условии совпадения режимов (подобия треугольников скоростей в проточной части) сравниваемых подобных гидротурбин. Чаще всего это режим номинальной мощности при расчетном напоре и нормальном числе оборотов. Треугольники скоростей представлены на рисунке 1. Внешний вид осевой гидротурбины представлен на рисунке 2. Вид на бетонные водосбросные сооружения и

земляную плотину МикроГЭС на реке Ташта Красноярского района Алтайского края представлен на рисунке 3.

Коэффициент полезного действия двух геометрически подобных гидротурбин также сравнивают при изогональных режимах (режимах, при которых треугольники скоростей подобны). Для режима с оптимальным КПД имеет место формула [1]

$$\eta_{\text{гно}} = 1 - 0,5(1 - \eta_{\text{гмо}}) \left(1 + \sqrt[6]{\frac{D_{1\text{м}}}{D_{1\text{н}}}} \sqrt[12]{\frac{H_{\text{м}}}{H_{\text{н}}}} \right),$$

где индексы "н" и "м" соответствуют натурной гидротурбине и модели этой гидротурбины.

Гидравлический расчёт гидротурбины МикроГЭС

Проточная часть гидротурбины исследуется на модели. Результаты представляют в виде главной универсальной характеристики в координатах $n_1' = f(Q_1', \eta)$.

При расчете гидротурбин выбирают прототип со своей главной универсальной характеристикой и по нему путем пересчёта с помощью формул связи параметров подобных гидротурбин определяют размеры и режимные параметры натурной гидротурбины.

Предварительно принимается ориентировочное значение КПД турбины, например, $\eta = 0,87$.

Расход воды через турбину

$$Q = \frac{N}{\rho g H \eta}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где g – ускорение свободного падения;

ρ – плотность воды.

Принимается диаметр колеса гидротурбины равным D_1 . Этому диаметру соответствует

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}, \text{ л/с};$$

$$n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}, \text{ об/мин};$$

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt[3]{N_{\text{п.с.}}}}{H^4 \sqrt{H}}, \text{ об/мин}.$$

Скорость на входе в направляющий аппарат

$$V_0 = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi(D_{\text{мр}}^2 - D_{\text{эм}}^2)}, \text{ м/с},$$

где $D_{\text{мр}}$ – внутренний диаметр водоподводящей трубы (водоподводящей части);

$D_{\text{эм}}$ – диаметр втулки направляющего аппарата.

Считаем, что диаметры втулок направляющего аппарата и рабочего колеса равны.

Предварительно принимаем угол выхода из направляющего аппарата $\alpha_1 = 45^\circ$. При этом скорость на выходе из направляющего аппарата на периферии:

$$V_1'' = \frac{Q}{S \cdot \cos \alpha_1}; V_1'' = \frac{V_0}{\cos \alpha_1}, \text{ м/с},$$

где S – площадь проходного сечения, м^2 .

Окружная скорость у корня:

$$u' = \frac{\pi D_{\text{эм}} \cdot n}{60} \text{ м/с}.$$

Угол β_1' в корневом сечении:

$$\text{tg} \beta_1' = \frac{V_{\text{м}}'}{W_1'}; \beta_1' = \arctg \frac{V_{\text{м}}'}{W_1'}.$$

Окружная скорость на периферии колеса

$$u'' = \frac{\pi D_1 n}{60}, \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость воды на выходе из

$$\text{рабочего колеса: } V_2 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}, \text{ м/с}.$$

Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса (на расчетном диаметре)

Для осевых гидротурбин принимается расчетный диаметр:

$$D_p = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_{\text{эм}}^2}{2}}, \text{ м}.$$

Для цилиндрического сечения рабочего колеса осевой турбины на расчётном диаметре:

$$\text{Окружная скорость: } u = \frac{\pi D_p n}{60}, \text{ м/с}.$$

Принимаем α_1 на диаметре D_p равным 45° , при этом:

$$V_{1z} = V_{2z} = V_z = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - D_{\text{эм}}^2)}, \text{ м/с};$$

$$V_1 = \frac{Q}{S \cdot \cos \alpha_1} = \frac{V_z}{\cos \alpha_1}, \text{ м/с};$$

$$V_{1u} = V_1 \cdot \cos 45^\circ, \text{ м/с};$$

$$W_{1u} = u_1 - V_{1u}, \text{ м/с};$$

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{V_z}{W_{1u}}, \beta_1 = \arctg \frac{V_z}{W_{1u}}.$$

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НОВОЙ ОРИГИНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

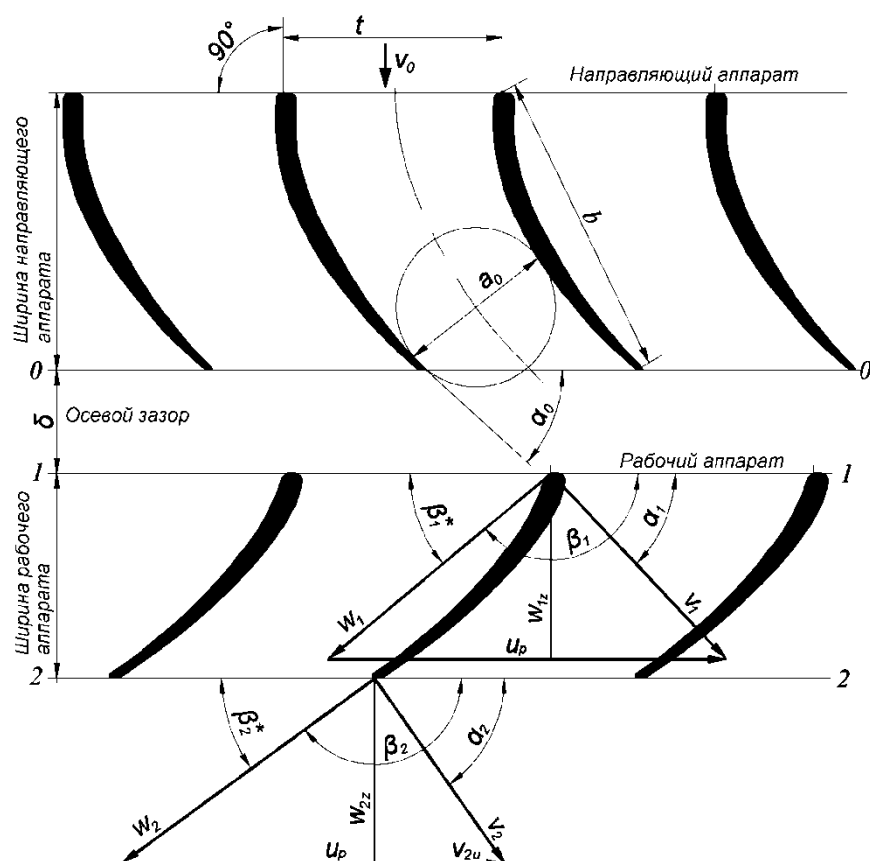


Рисунок 1 – Треугольники скоростей на входе в рабочее колесо (рабочий аппарат) и на выходе из него

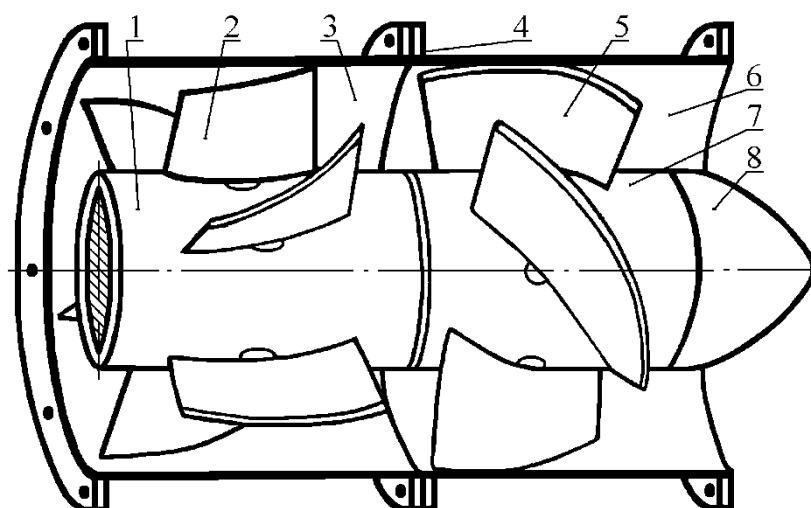


Рисунок 2 – Проточная часть осевой поворотнo-лопастной (пропеллерной) гидротурбины МикроГЭС мощностью 5–10 кВт, с напором 5–10 м, с расходом 75–85 л/с и частотой вращения 3000 об/мин:

1 – направляющий аппарат; 2 – поворотная лопатка направляющего аппарата; 3 – корпус направляющего аппарата; 4 – фланец соединительный с герметической прокладкой и отверстиями для монтажа; 5 – поворотная лопасть рабочего колеса; 6 – корпус рабочего колеса; 7 – рабочее колесо; 8 – обтекатель



Рисунок 3 – Вид на бетонные водосбросные сооружения земляной плотины со стороны нижнего бьефа МикроГЭС на реке Ташта Красногорского района Алтайского края:

- 1 – мост трёхпролётный, шириной 4 м, длиной 14 м, с фермами из металлического профиля – уголок с полками 100 мм, опирающийся на разделительные быки водосброса;
- 2 – металлическое ограждение моста – уголок с полками 50 мм;
- 3 – разделительные быки железобетонные (две шт.), длиной 6 м, высотой 4 м, шириной 0,8 м;
- 4 – затворы (деревянный брус 200х200 мм), опираются на быки и боковые устои;
- 5 – боковые устои железобетонные сопрягающие водосбросную часть плотины с земляной;
- 6 – земляная плотина, высотой 5 м, шириной по гребню 3 м, с шириной по основанию 24 м, с боковыми откосами с заложением верхового 1/2,5, а низового 1/2,0;
- 7 – водосброс железобетонный – водослив с широким порогом, длиной 20 м, шириной 14 м;
- 8 – быстроток железобетонный, шириной 14 м, длиной 17 м;
- 9 – концевое устройство быстротока, шириной 14 м, длиной 11 м (в виде повышенной шероховатости) с бетонными шашками в четыре ряда в шахматном порядке (семь штук в ряду, четвёртый ряд на фотографии не виден), с расстояниями в ряду 1,25 м и между рядами 1,3 м
- 10 – гасители гидравлической энергии – шашки с размерами в плане 0,5х0,5 м, высотой 0,7 м;

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НОВОЙ ОРИГИНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Считаем, что за рабочим колесом угол выхода абсолютной скорости потока $\alpha_2=90^\circ$, тогда:

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{v_2}{u}, \quad \beta_2 = \arctg \frac{v_2}{u}.$$

Скорость на входных кромках определяется как векторная сумма

$$\bar{v}_1 = \bar{v}_{1m} + \bar{v}_{1u}.$$

Причем v_{1u} находится с использованием закона закрукти

$$v_u \cdot r^n = \text{const}; v_u \cdot r^n = v_{up} \cdot r_p^n; n=1.$$

На периферии рабочего колеса:

$$v_{1u}'' = v_{up} \cdot \frac{R_p}{R''}, \text{ м/с};$$

$$w_{1u}'' = u'' - v_{1u}'', \text{ м/с};$$

$$\operatorname{tg}\beta_1'' = \frac{v_m''}{w_{1u}''}; v_m'' = v_m; \beta_1'' = \arctg \frac{v_m''}{w_{1u}''}.$$

$$\operatorname{tg}\beta_2'' = \frac{v_2}{u''}; \beta_2'' = \arctg \frac{v_2}{u''}.$$

У корня рабочего колеса:

$$v_{1u}' = v_{up} \cdot \frac{R_p}{R'}, \text{ м/с},$$

$$w_{1u}' = u' - v_{1u}', \text{ м/с},$$

$$\operatorname{tg}\beta_1' = \frac{v_m'}{w_{1u}'}; v_m' = v_m; \beta_1' = \arctg \frac{v_m'}{w_{1u}'}.$$

$$\operatorname{tg}\beta_2' = \frac{v_2}{u'}; \beta_2' = \arctg \frac{v_2}{u'}.$$

Построение сечений лопасти рабочего колеса на расчетном диаметре, периферии и корне показан на рисунке 4 [1, 3].

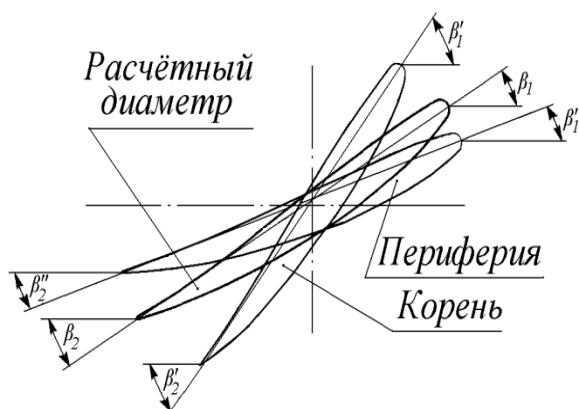


Рисунок 4 – Сечения лопасти и расчётная схема углов входа и выхода потока в рабочее колесо на расчётном диаметре, на периферии и у корня

Густота решётки

Принимаем параметр $b/t > 1$ (где b – хорда; t – шаг), так чтобы перекрывалось сечение в регулируемых аппаратах и чтобы углы выхода потока были близки к геометрическим, т.е. $\alpha_0 \approx \alpha_{на}$.

Отсасывающая труба

Отсасывающая труба (водоотводящая часть) существенно влияет на энергетические показатели (особенно низконапорных гидротурбин). Энергия E_2 , с которой вода покидает рабочее колесо, не может быть использована гидротурбиной и представляет собой потерю. Смысл установки отсасывающей трубы в том, чтобы понизить давление за колесом и тем самым увеличить напор на турбину:

$$E_2 = \frac{\alpha_{вых} \cdot v_{вых}}{2g} + \Delta h_{отс},$$

необходимо добиться, чтобы был минимум этой суммы.

Допустимая высота отсасывания

$$H_s < \frac{P_{атм}}{\rho g} - \frac{P_{bn}}{\rho g} - \sigma H,$$

где σ – коэффициент кавитации.

$$\sigma_T = k\sigma; k=1, 1-1,2.$$

$$\sigma = \frac{(n_{шом} + 30)^{1,8}}{200000};$$

Вывод: высота установки над поверхностью "н.б." не регламентируется.

Характеристика пропеллерной гидротурбины

Характеристики всех современных гидротурбин хорошо проанализированы И.И. Смирновым в литературе [1]. Им были рассмотрены энергетические и эксплуатационные свойства отдельных типов рабочих колёс на основе главных универсальных характеристик с точки зрения:

- изменения КПД турбины с изменением рабочего напора;
- изменения КПД турбины с изменением мощности при данном рабочем напоре;
- размеров турбины, необходимых для получения заданной мощности при данном рабочем напоре H ;
- способности турбины развивать скорость вращения.

По данным И.И. Смирнова КПД пропеллерных турбин при изменении напора, расхода воды и мощности самый неблагоприятный, что видно на рисунке 5. Так, например, пропеллерная гидротурбина сохраняет КПД около 88% в диапазоне относительных мощ-

ностей от 80 до 100%, а поворотно-лопастная при том же КПД сохраняет такой же КПД в диапазоне мощностей от 20 до 100%, что в пять раз больше чем для пропеллерной и других типов гидротурбин.

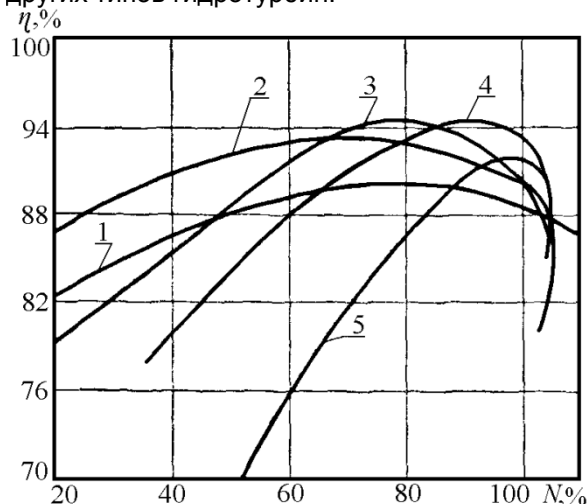


Рисунок 5 – Рабочие характеристики современных гидротурбин различных систем и быстроходностей:

1 – ковшовая; 2 – поворотно-лопастная; 3, 4 – радиально-осевые с различными коэффициентами быстроходности; 5 – пропеллерная

Но зато пропеллерные гидротурбины просты в изготовлении и эксплуатации и имеют минимальную стоимость. А поворотно-лопастные гидротурбины имеют более широкий диапазон эксплуатации с сохранением высокого КПД, но являются более сложными в изготовлении и эксплуатации, т.к. требуют

установки сложных механизмов поворота лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. В связи с этим авторами была предложена осевая (пропеллерная) гидротурбина новой оригинальной конструкции (патент РФ на изобретение № 2371602) [4], в которой предусмотрена возможность предварительной настройки углов открытия лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, что расширяет диапазон использования новой конструкции при изменении напора и расхода на различных водотоках, подробное описание которой будет дано авторами в следующей статье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов, И.Н. Гидравлические турбины и насосы. [Текст]: учеб. пособие для энерг. и политехнич. вузов. – М.: Высшая школа, 1969. – 400 с.
2. Ковалев, Н.Н. Гидротурбины: конструкции и вопросы проектирования [Текст] – Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с.
3. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы [Текст]: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
4. Патент РФ на изобретение № 2371602, МПК F 03B 3/00, F 03B 13/00. Осевая гидротурбина / В.М. Иванов, Т.Ю. Иванова, А.А. Блинов. – № 2008100434/06; Заявл. 09.01.2008; Оpubл. в Б.И., 27.10.2009, №30.

Иванов В.М., д.т.н., проф., зав. кафедрой «Теплотехники, гидравлики, водоснабжение и водоотведение» АлтГТУ им. И.И. Ползунова, тел. (3852) 36-78-89, trodivilina@mail.ru