

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛЫХ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Д. В. Мылкин, А. В. Волков, Б. М. Орахелашвили,
А. А. Дружинин, В. Ю. Ляпин

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14, стр. 1

В статье рассматривается метод проектирования лопастной системы гидротурбины. Предлагаемая методика основывается на разработке обобщенного поэтапного метода, включающего проектирование скелетной поверхности лопасти осевой микрогидротурбины, и последующего исследования эффективности рабочего колеса. Методика опирается на современные методы исследований и сопровождается полным циклом проектирования: от задания начальных условий до создания 3D-модели рабочих органов гидротурбины. Разработанный алгоритм проектирования позволяет добиться упрощения и ускорения процесса проектирования малых гидротурбин. В заключение представлены прикладное применение и направления возможного совершенствования данной методики.

Ключевые слова: микрогидротурбина, скелет лопасти, рабочее колесо гидротурбины, проектирование и оптимизация микроГЭС.

Постановка задачи исследования

Энергоснабжение удаленных районов и по сей день остается сложной технической и социальной проблемой. Строительство ЛЭП для обеспечения энергией таких районов является неоправданно дорогостоящим. Решением обозначенной проблемы может стать локальная генерация на базе местных источников электроэнергии, в том числе построенных с использованием гидравлической мощности [1, 2]. К сожалению, широкому внедрению объектов малой гидроэнергетики препятствует отсутствие серийного производства микрогидротурбин.

Следует отметить, что проектирование станций малой мощности по объему и номенклатуре работ существенно отличается от процесса проектирования крупных ГЭС.

Задача проектирования гидротурбин относится к обратной задаче гидродинамики турбин и заключается в нахождении формы проточной части гидротурбин (ГТ), удовлетворяющей показателям качества на заданных режимах работы. К таким показателям относят энергетические, прочностные, кавитационные, технологические и др.

В современном мире проектирование внутренних компонентов гидромашин осуществляется с помощью специализированного программного обеспечения, использующего различные методы разработки, включая анализ потока и потери энергии в лопастных гидротурбинах [3–6]. Это позволяет упростить поиск Парето-оптимальных решений для заданных параметров, определяющих конкурентоспособность гидротурбины, а также условия ее эксплуатации.

Среди наиболее часто используемых методов проектирования лопастных систем осевых гидротурбин можно выделить следующие [7–10]:

— струйный метод заключается в расчете линий потока и скоростей вдоль них, а также в задании

проектировщиком закона циркуляции потока вдоль скелетной линии на каждой поверхности тока;

— метод распределенного вихря предусматривает проектирование лопасти как единого целого в потенциальном потоке с образованием вихревой поверхности;

— геометрический подход определяет форму скелетной линии на поверхности тока с помощью полинома или других геометрических зависимостей.

Достоинством данных методов является сравнительно небольшие трудозатраты на получение некой исходной геометрии лопасти рабочего колеса. Однако данные расчеты носят приближенный характер, в связи с чем потребуются дальнейшая оптимизация скелета лопасти и верификация полученных данных с проведением численных и физических экспериментов. Также можно выделить ещё два важных недостатка, свойственных данным методам:

1) нет явной связи между тем, насколько полученная геометрия соответствует оптимальным энергетическим характеристикам гидротурбины;

2) в каком диапазоне возможно дальнейшее повышение выходных показателей гидротурбины.

Например, несмотря на внешнюю простоту проточного тракта осевой ГТ [11–13], для обеспечения высоких энергетических показателей, лопасть рабочего колеса (РК) должна быть профилированной — иметь пространственную форму. Это значительно повышает трудоёмкость, связанную с проектированием РК. Современные программные комплексы позволяют провести расчет лопастных систем любой сложности. Тем не менее для сокращения времени проектирования разработка упрощенной методики создания исходного приближения скелетных линий лопастей является актуальной задачей.

Для проектирования гидротурбины, прежде всего, необходимо задать расчетный напор H_p и выход-

ную мощность агрегата N . Опыт создания осевых капсульных гидротурбин [11–13] показывает, что величина оптимального приведенного расхода Q'_{opt} составляет 2,0–2,2 м^{1/2}/с, а оптимальная приведенная частота n'_{opt} лежит в диапазоне 150–160 м^{1/2}/с.

Данные диапазоны позволяют определить предварительный диаметр рабочего колеса по выражению (1):

$$D = \left(\frac{N}{g \cdot Q'_{opt} \cdot \rho \cdot \eta \cdot H_p^{1.5}} \right)^{0.5}, \quad (1)$$

где D — диаметр рабочего колеса натурной гидротурбины, м;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

ρ — плотность воды, $\rho = 1000$ кг/м³;

η — приблизительный КПД гидротурбины.

Поскольку не существует единого стандарта на ряд диаметров рабочих колес малых гидротурбин, то нет необходимости приводить его к стандартным значениям.

Частоту вращения можно оценить из выражения (2):

$$n = \frac{n'_{opt} \cdot H_p^{0.5}}{D}. \quad (2)$$

В большинстве случаев прямой механической связи гидротурбины с генератором осуществить нельзя в связи с отсутствием генераторов малой мощности с частотой вращения менее 1500 об/мин. Следовательно, нет необходимости выхода на синхронную частоту вращения.

Из опыта проектирования гидротурбин [12–13] следует назначать величину втулочного отношения $\bar{d}_{вр} = \frac{d_{вр}}{D}$ в диапазоне (0,4 ... 0,6), где $d_{вр}$ диаметр втулочной цилиндрической поверхности гидротурбины. При этом большие значения применять не рекомендуется, т.к. они могут ухудшать антикавитационные качества гидротурбины, а малые значения соответствуют втулочному профилю большой кривизны, что приводит к значительному увеличению потерь.

Постановка задачи проектирования

С целью верификации методики используется РК осевого типа (турбина Каплана) [12–13]. Согласно особенностям эксплуатации таких гидроагрегатов малой мощности, она конструируется под условия осевого подвода рабочей среды, что делает невозможным применение радиального направляющего аппарата (НА) перед рабочим колесом. Ключевое различие радиального и осевого направляющих аппаратов состоит в том, что радиальный НА создает перед рабочим колесом постоянную циркуляцию скорости, а в осевом НА при постоянной форме лопатки создается переменная циркуляция на входе в РК.

Метод расчета выходных параметров потока из НА приведен в [14]. Показано, что величина циркуляции скорости потока, сформированного цилиндрическими лопатками с постоянной шириной по размаху, существенно и линейно уменьшается к втулочной поверхности, а общая формула циркуляции скорости, создаваемой направляющим аппаратом $\Gamma_{н.а.}$, представлена в выражении (3):

$$\Gamma_{н.а.} = i_{н.а.} \cdot Q, \quad (3)$$

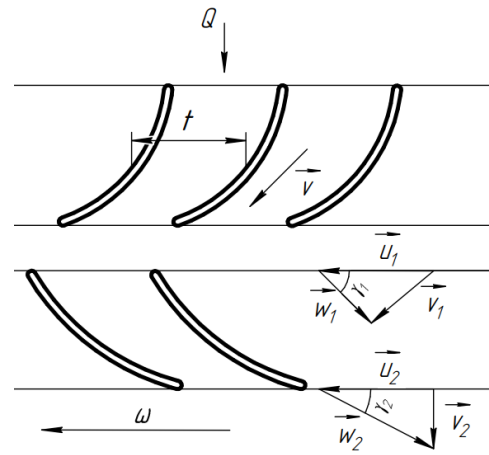


Рис. 1. Обтекание осевой гидротурбины с неподвижным цилиндрическим направляющим аппаратом

Fig. 1. Flow around an axial hydraulic turbine with a fixed cylindrical guide vane

где Q — расход воды через гидротурбину, м³/с; $i_{н.а.}$ — размерный параметр [1/м], определяется для каждой цилиндрической поверхности по формуле (4):

$$i_{н.а.} = r_i \frac{2\pi(1 - k_i)}{F_{н.а.}} \tan \lambda_0, \quad (4)$$

где r_i — радиус цилиндрической поверхности, на которой рассчитывается параметр, м;

k_i — коэффициент прозрачности решетки рабочего колеса;

$F_{н.а.}$ — площадь поперечного сечения проточной части направляющего аппарата, м²;

λ_0 — угол бесциркуляционного обтекания, °.

Лопастная система осевого рабочего колеса проектируется в виде набора цилиндрических сечений, образующих движущиеся решетки лопастей [2, 15]. Они представляют собой развёртку цилиндрической поверхности, включающей в себя равноудалённые друг от друга на величину шага решетки t , лопасти рабочего колеса. На рис. 1 представлена схема обтекания гидротурбины с неподвижным цилиндрическим направляющим аппаратом.

Из предшествующего опыта следует задать меридианную проекцию лопасти, её форму в плане и значения густоты решетки для каждого расчетного сечения.

Выходную кромку лопасти можно располагать в меридианной плоскости. Для определения скелетов профилей и дальнейшего профилирования рабочего колеса необходимо построить треугольники скоростей на входе и на выходе РК для каждой цилиндрической поверхности.

Предполагается, что входной элемент скелета профиля соответствует безударному входу потока на расчетном режиме, а выходной элемент скелета — обеспечивает отсутствие циркуляции после РК.

Меридианная составляющая абсолютной скорости V_{mi} [м/с] определяется по формуле (5):

$$V_{mi} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_{вр}^2)}, \quad (5)$$

Переносная (окружная) скорость U_i [м/с] определяется по формуле (6):

$$U_i = \omega \cdot r_i \quad (6)$$

где ω — угловая частота вращения вала гидротурбины, рад/с.

Окружная составляющая абсолютной скорости на входе V_{u1} [м/с] при отсутствии циркуляции потока на выходе $\Gamma_2 = 0$ рассчитана из выражения (7):

$$V_{u1} = \frac{g \cdot H_T}{U_{1i}} \quad (7)$$

где H_T — теоретический напор гидротурбины, м.

Величина теоретического напора определяется из расчетного напора согласно выражению (8):

$$H_T = H_p \cdot \eta_i \quad (8)$$

где η_i — гидравлический КПД гидротурбины.

Далее, по выражениям (9), необходимо определить углы относительных скоростей на входе и выходе лопастной системы на расчетных цилиндрических сечениях.

Соответственно,

$$\begin{cases} \gamma_{1пi} = \operatorname{atan} \frac{V_{m1}}{U_i - V_{u1i}} \\ \gamma_{2пi} = \operatorname{atan} \frac{V_{m2}}{U_i - V_{u2i}} \end{cases} \quad (9)$$

С учетом влияния небольшого количества лопастей и в связи с формированием пограничного слоя при работе на реальных жидкостях следует уменьшить угол установки лопасти на выходе $\gamma_{2пi}$ на $2-4^\circ$.

На основании полученных углов строится скелет профиля в виде пересекающихся лучей. При этом точку пересечения следует располагать вблизи середины скелета. Для этого в определенных случаях требуется изменять углы охвата профилей в плане соответствующих сечений, сохраняя плавность входной кромки. Вследствие малой кривизны профиля скелет представлен в виде дуги окружности радиуса R , касательной к линиям лучей на входной и выходной кромках и заданной длиной хорды L .

Для дальнейшего определения геометрических параметров будущего скелета лопасти вводится локальная система координат с центром в точке E (центр дуги окружности). Для неё можно определить координаты точек дуги, соответствующих входной и выходной кромке РК (рис. 2).

$$x_a = R \cos \gamma_1; \quad y_a = R \sin \gamma_1;$$

$$x_c = R \cos \gamma_2; \quad y_c = R \sin \gamma_2.$$

Зная координаты крайних точек дуги окружности, по выражению (10) можно найти длину хорды:

$$l = \sqrt{(x_a - x_c)^2 + (y_a - y_c)^2} = R \sqrt{2(1 - \cos \Psi)} \quad (10)$$

где Ψ — угол охвата лопасти РК, $^\circ$.

Для определения угла бесциркуляционного обтекания λ_0 полученной дуги проводится луч из точки C , проходящий через центр дуги (т. B). Её координаты

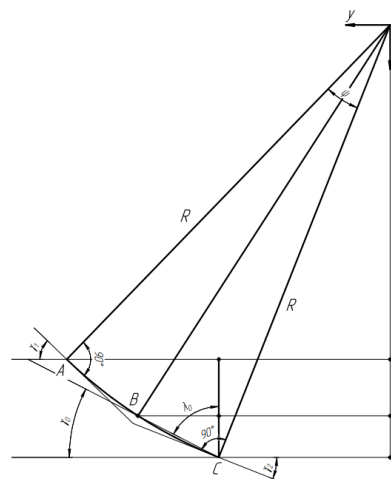


Рис. 2. Схема определения параметров сечения лопасти РК

Fig. 2. Scheme for determining the parameters of the impeller blade section

находятся из локальной системы координат по выражению (11):

$$\begin{cases} x_b = R \cos \left(\frac{\Psi}{2} + \gamma_2 \right) \\ y_b = R \sin \left(\frac{\Psi}{2} + \gamma_2 \right) \end{cases} \quad (11)$$

Определив координаты точки B , по формуле (12) можно найти угол установки эквивалентной пластины γ_0 , соответствующий сумме: $\gamma_0 + \lambda_0 = 90^\circ$.

$$\tan \gamma_0 = \frac{x_b - x_c}{y_b - y_c} = -\tan \left(\frac{3\gamma_2 + \gamma_1}{4} \right) \quad (12)$$

Отсюда значение угла бесциркуляционного обтекания определяется выражением (13):

$$\lambda_0 = \frac{3\gamma_2 + \gamma_1}{4} - 90^\circ (< 0) \quad (13)$$

Коэффициент прозрачности решетки дужек окружности определяется по номограммам $k = f(\gamma; l/t)$ для решетки эквивалентных пластин [15].

Фактическая циркуляционная составляющая скорости на выходе V_{u2i} [м/с] из рабочего колеса по расчетным сечениям определяется из уравнения связи циркуляций (14) в виде:

$$V_{u2i} = k \cdot V_{u1i} + (1 - k) \tan \lambda_{0i} V_m + (1 - k) U_i \quad (14)$$

Для каждого расчетного сечения вычисляется зависимость теоретического напора от расхода.

Причем нахождение точки пересечения напорной характеристики с осью ординат и определение теоретического напора в расчетном режиме проводится согласно выражению (15):

$$\begin{cases} H_{T0} = -(1 - k) \cdot \frac{U^2}{g} \\ H_{Tп} = (\Gamma_1 - \Gamma_2) \cdot \frac{\omega}{2\pi g} \end{cases} \quad (15)$$

Таблица 1. Расчетные параметры лопасти НА
Table 1. Design parameters of the GV blade

НА		r	V_m	γ_0	$\tan\lambda_0$	l/t	k	$i_{н.а}$	$\Gamma_{н.а}$
$Q = 1,6 \text{ м}^3/\text{с}$		м	м/с	град				1/м	м ² /с
$b = 145 \text{ мм}$	втулка	0,120	6,74	25,4	0,475	1,815	0,003	1,503	2,404
$R = 260 \text{ мм}$	средняя	0,228	6,74	25,4	0,475	0,953	0,051	2,723	4,357
$Z_{НА} = 9$	периф.	0,300	6,74	25,4	0,475	0,726	0,110	3,354	5,366

Таблица 2. Гидродинамические параметры лопасти РК
Table 2. Hydrodynamic parameters of the impeller blade

	r	U	V_m	V_{U1}	γ_1 пот.	γ_2 пот.	γ_2 лоп.	$\tan\lambda_0$	l/t	k
	м	м/с	м/с	м/с	град	град	град			
Втулка	0,120	7,54	6,74	3,19	57,2	41,8	36,8	-1,11	1,10	0,034
Средняя	0,228	14,36	6,74	3,04	30,8	25,1	23,1	-2,14	1,00	0,062
Периф.	0,300	18,85	6,74	2,85	22,8	19,7	18,2	-2,85	0,90	0,131

Желательно при расчетном расходе получить близкие значения теоретического напора по всем поверхностям. Далее рассчитывается значение циркуляции скорости на лопасти, величина и направление $\gamma_{\text{ср}}$ средне-векторной относительной скорости $W_{\text{ср}}$ и по выражениям (16) вычисляется величина гидравлической силы R и её окружная составляющая R_u .

$$\begin{cases} R = \rho \cdot \Gamma_{\text{лоп}} \cdot W_{\text{ср}} \\ R_u = R \cdot \sin\gamma_{\text{ср}} \end{cases} \quad (16)$$

По полученным значениям, согласно выражению (17), вычисляются удельные моменты относительно оси вращения по расчетным сечениям:

$$M_i = R_{ui} \cdot r_i \quad (17)$$

Далее, при интегрировании значений удельных моментов по размаху лопасти, получается интегральная оценка момента.

Характеристика мощности получается из выражения (18).

$$N = M_2 \cdot \omega \quad (18)$$

Апробация методики

Для верификации представленного метода проведем проектирование и расчёт теоретических характеристик гидротурбины на примере рабочего колеса на следующие рабочие параметры:

$$Q = 1,6 \text{ м}^3/\text{с}, H_p = 4,5 \text{ м}, n = 600 \text{ об/мин.}$$

Геометрические параметры РК:

$$D = 600 \text{ мм}, d_{\text{вт}} = 240 \text{ мм.}$$

Результаты расчета геометрических и гидродинамических параметров НА для трех характерных сечений приведены в табл. 1.

Предварительно задав меридианную проекцию РК, в соответствии с полученными результатами выполняется профилирование лопастной системы.

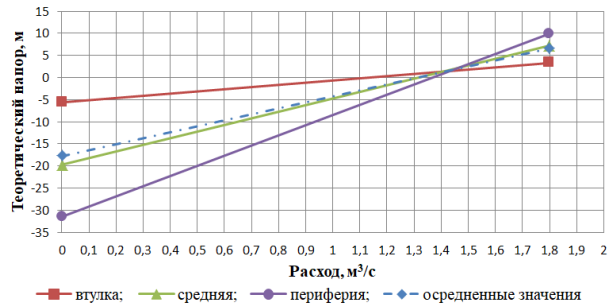


Рис. 3. Зависимость теоретического напора сечений от расхода
Fig. 3. Dependence of theoretical head of sections on flow rate

Таблица 3. Интегральные показатели гидротурбины
Table 3. Integral indicators of a hydraulic turbine

Q	H_t	M_t	N_t
м ³ /с	м	кН · м	кВт
1,20	-1,75	-0,26	-16,62
1,30	-0,31	0,01	0,89
1,40	1,12	0,34	21,32
1,50	2,55	0,71	44,65
1,60	3,98	1,13	70,89
1,70	5,41	1,59	100,03
1,80	6,84	2,10	132,08

Предполагается, что циркуляция на выходе из РК должна быть равна 0.

В табл. 2 представлены результаты расчёта параметров потока для проектируемого РК.

Полученные значения позволяют построить зависимости теоретического напора для каждого из расчетных сечений и провести их осреднение по размаху лопасти (рис. 3).

Результаты расчётов показывают, что отдельные профили работают наиболее согласованно по напору при расходе $Q = 1,45 \text{ м}^3/\text{с}$. Хуже всего работает

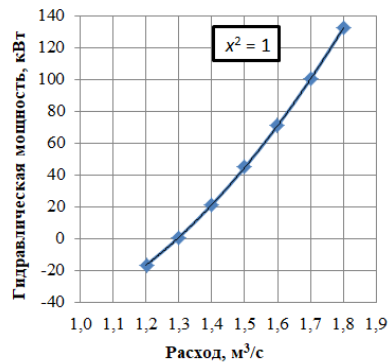
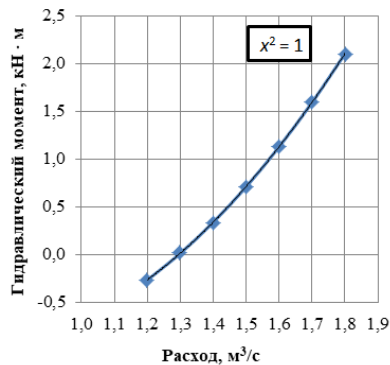


Рис. 4. Теоретические характеристики гидротурбины при постоянной частоте вращения $n = 600$ об/мин

Fig. 4. Theoretical characteristics of a hydraulic turbine at a constant speed $n = 600$ rpm

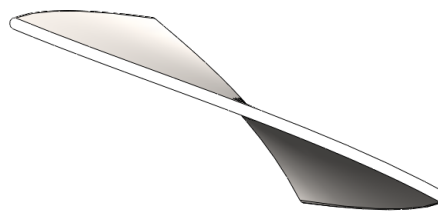
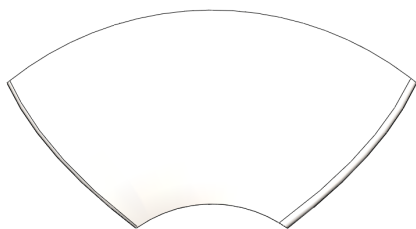


Рис. 5. Внешний вид лопасти, образованной в результате проектирования
Fig. 5. Appearance of the blade formed as a result of the design

втулочный профиль. Это объясняется тем, что создаваемая НА циркуляция скорости в этом сечении недостаточна, предпочтительнее использовать лопастки НА переменной ширины.

Результаты расчета интегральных значений гидравлического момента и мощности приведены в табл. 3 и на рис. 4.

Аппроксимация полученных результатов полиномом второй степени имеет степень достоверности результатов $x^2 = 1$, что говорит о полном соответствии характера полученных кривых теоретическим данным.

При расходах менее $Q = 1,3$ м³/с наблюдается тормозной режим, нормальная работа гидравлической машины в турбинном режиме при данных значениях расхода невозможна и для поддержания постоянной частоты вращения необходим дополнительный внешний источник механической энергии.

По изложенной методике проектирования плавным соединением скелетов профилей трёх поверхностей образуется лопасть, представленная на рис. 5.

Заключение

Проведенное исследование подтверждает работоспособность предлагаемой методики оценки прогнозных теоретических характеристик осевой гидротурбины на этапе предварительного проектирования. Сравнение характеристик теоретического напора на отдельных расчетных поверхностях позволяет провести необходимые коррекции для их согласованной работы.

Практическое применение данного метода проектирования может служить хорошим первым приближением для оценки формы лопасти рабочего колеса гидротурбины и построение её теоретических характеристик по известным параметрам станции.

Данный подход может быть востребован как при проектировании новых малых гидроэлектростанций, так и при определении эффективных параметров гидротурбин при замене устаревших агрегатов.

Безусловно, данная методика в дальнейшем будет корректироваться и совершенствоваться на основе результатов экспериментальных исследований.

Благодарность

Результаты получены при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках выполнения Государственного задания № FSWF-2022-0008, вступившего в силу в соответствии с Соглашением № 075-03-2022-138/5 от 02.11.2022.

Список источников

1. Люкайтис В. Ю., Глушков С. Ю. Автономные энергокомплексы, гибридные конструкции с применением возобновляемых источников энергии // Силовое и энергетическое оборудование. Автономные системы. 2019. Т. 2, вып. 2. С. 111–120. DOI: 10.32464/2618-8716-2019-2-2-111-120.
2. Дружинин А. А., Парыгин А. Г., Волков А. В. [и др.]. К вопросу о совершенствовании элементов проточной части малых и микрогидротурбин для автономных энергоисточников // Насосы. Турбины. Системы. 2018. № 3 (28). С. 62–75. EDN: YUJVVB.
3. Abdul M., Priyono S., Aryadi S. [et al.]. Design Optimization of Axial Hydraulic Turbine for Very Low Head Application // Energy Procedia. 2015. Vol. 68. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.03.255.
4. Chen J., Engeda A. Standard module hydraulic technology: A novel geometrical design methodology and analysis for a low-head hydraulic turbine system, Part I: General design methodology

and basic geometry considerations // Energy. 2020. Vol. 196. 117151. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117151.

5. Ильичев В. Ю., Юрик Е. А., Трутнев Д. С. Обобщённая методика автоматизированного проектирования обратимых гидротурбин // Научное обозрение. Технические науки. 2019. № 5. С. 5–10. EDN: UXNGNJ.

6. Жарковский А. А., Щур В. А., Омран М. [и др.]. Автоматизация проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26.

7. Банников Д. В., Черный С. Г., Чирков Д. В. [и др.]. Оптимизационное проектирование формы проточной части гидротурбины и анализ течения в ней // Вычислительные технологии. 2010. Т. 15, № 4. С. 73–94.

8. Астракова А. С., Банников Д. В., Чёрный С. Г. [и др.]. Численные методы оптимизационного проектирования проточных частей гидротурбин // Вычислительные технологии. 2014. Т. 19, № 1. С. 20–39. EDN: RYUNAN.

9. Лобарева И. Ф., Скороспелов В. А., Турук П. А. [и др.]. Об одном подходе к оптимизации формы лопасти гидротурбины // Вычислительные технологии. 2005. Т. 10, № 6. С. 52–74. EDN: KWZJBH.

10. Xia X., Luo H., Li S. [et al.]. Characteristics and factors of mode families of axial turbine runner // International Journal of Mechanical Sciences. 2023. Vol. 251. 108356. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108356.

11. ОСТ 108.023.107-85. Турбины гидравлические горизонтальные капсульные. Введ. 01–01–1986. Москва, 1986. 38 с.

12. Барлит В. В. Гидравлические турбины. Киев: Вища школа, 1977. 360 с.

13. Ковалёв Н. Н. Гидротурбины: Конструкции и вопросы проектирования. 2-е изд., доп. и перераб. Ленинград: Машиностроение, 1971. 584 с.

14. Ермаков И. Н., Орахелашвили Б. М., Лямасов А. К. [и др.]. Математическое моделирование рабочих органов осевой гидротурбины малой ГЭС // Гидравлика. 2022. № 15. С. 1–12. EDN: UUTINO.

15. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток. Москва: Высшая школа, 1969. 368 с.

МЫЛКИН Дмитрий Васильевич, аспирант кафедры гидромеханики и гидравлических машин им. В. С. Квятковского, младший научный сотрудник лаборатории микроГЭС (120012) Национального исследовательского университета «МЭИ» (НИУ «МЭИ»), г. Москва.

SPIN-код: 8304-9535

AuthorID (РИНЦ): 1176114

Адрес для переписки: MylkinDV@mpei.ru

ВОЛКОВ Александр Викторович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой гидромеханики и гидравлических машин им. В. С. Квятковского НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 3022-2171

AuthorID (РИНЦ): 726099

ResearcherID: A-6919-2014

AuthorID (SCOPUS): 56900509700

Адрес для переписки: VolkovAV@mpei.ru

ОРАХЕЛАШВИЛИ Баграт Мерабович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры гидромеханики и гидравлических машин им. В. С. Квятковского, ведущий научный сотрудник лаборатории микроГЭС (120012) НИУ «МЭИ», г. Москва.

AuthorID (РИНЦ): 400750

AuthorID (SCOPUS): 6506150907

Адрес для переписки: OrakhelashvBM@mpei.ru

ДРУЖИНИН Алексей Анатольевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры гидромеханики и гидравлических машин им. В. С. Квятковского, заведующий лабораторией микроГЭС (120012) НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 8488-6471

AuthorID (РИНЦ): 843020

ORCID: 0000-0001-9198-9253

AuthorID (SCOPUS): 57192078235

Адрес для переписки: DruzhininAA@mpei.ru

ЛЯПИН Валерий Юрьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры гидромеханики и гидравлических машин им. В. С. Квятковского, ведущий научный сотрудник лаборатории микроГЭС (120012) НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 1675-0187

AuthorID (РИНЦ): 372692

Адрес для переписки: LiapinVY@mpei.ru

Для цитирования

Мылкин Д. В., Волков А. В., Орахелашвили Б. М., Дружинин А. А., Ляпин В. Ю. Метод оценки теоретических характеристик малых осевых гидротурбин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 4. С. 40–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-40-47.

Статья поступила в редакцию 10.10.2023 г.

© Д. В. Мылкин, А. В. Волков, Б. М. Орахелашвили,

А. А. Дружинин, В. Ю. Ляпин

METHOD FOR ASSESSING THE THEORETICAL CHARACTERISTICS OF SMALL AXIAL HYDRAULIC TURBINES

D. V. Mylkin, A. V. Volkov, B. M. Orakhelashvili, A. A. Druzhinin, V. Yu. Lyapin

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya str., 14, bld. 1, 111250

Energy supply to remote areas remains a technical and social challenge. Construction of transmission lines to provide electricity to such areas is expensive and not always possible. One of the promising areas in this area is local energy generation based on local resources, in particular small watercourses, using small hydroelectric power plants.

Small hydroelectric power plants are small hydropower facilities that use the energy of small watercourses to generate electricity. They have a number of advantages over traditional energy sources, such as environmental friendliness, low operating costs and high efficiency.

However, the widespread introduction of small hydroelectric power plants is hampered by the lack of mass production of small hydraulic turbines and difficulties in designing low-power plants. Designing hydraulic turbines is a complex task that requires solving the inverse problem of hydrodynamics and finding the optimal shape of the flow path.

To simplify the design of hydraulic turbines in the modern world, specialized software is used using various methods, including flow analysis, energy loss and blade shape optimization.

This article based on an analysis of existing methods for designing and using a mathematical model of a hydraulic turbine with simplified blades, proposes a method for designing and analyzing the theoretical characteristics of the resulting hydraulic turbine.

In conclusion, taking into account the use of the methodology for designing a hydraulic turbine for given parameters, its assessment is given, as well as ways to possibly improve the accuracy of the results obtained. Possible areas of application of the outlined design methodology are indicated.

Keywords: microhydroturbine, blade skeleton, hydraulic turbine impeller, design and optimization of microhydroelectric power station.

Acknowledgements

The results are obtained with the financial support of the Russian Ministry of Science and Higher Education under the State Assignment No. FSWF-2022-0008, entered into force in accordance with Agreement No. 075-03-2022-138/5 of 02.11.2022.

References

1. Lyukaytis V. Yu., Glushkov S. Yu. Avtonomnyye energokompleksy, gibridnyye konstruksii s primeneniye vobnovlyayemykh istochnikov energii [Autonomous power generation facilities, hybrid structures comprising renewable energy sources] // Silovoye i energeticheskoye oborudovaniye. Avtonomnyye sistemy. *Power and Energy Equipment. Autonomous Systems*. 2019. Vol. 2, Issue 2. P. 111–120. DOI: 10.32464/2618-8716-2019-2-2-111-120. (In Russ.).
2. Druzhinin A. A., Parygin A. G., Volkov A. V. [et al.]. K voprosu o sovershenstvovanii elementov protochnoy chasti malykh i mikrohidroturbin dlya avtonomnykh energoistochnikov [To the question of the flow part elements perfection of small and micro hydroturbines for autonomous energy sources] // Nasosy. Turbiny. Sistemy. *Pumps. Turbines. Systems*. 2018. No. 3 (28). P. 62–75. EDN: YUJVVB. (In Russ.).
3. Abdul M., Priyono S., Aryadi S. [et al.]. Design Optimization of Axial Hydraulic Turbine for Very Low Head Application // Energy Procedia. 2015. Vol. 68. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.03.255. (In Engl.).
4. Chen J., Engeda A. Standard module hydraulic technology: A novel geometrical design methodology and analysis for a low-head hydraulic turbine system, Part I: General design methodology and basic geometry considerations // Energy. 2020. Vol. 196. 117151. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117151. (In Engl.).
5. Il'ichev V. Yu., Yurik E. A., Trutnev D. S. Obobshchennaya metodika avtomatizirovannogo proyektirovaniya obratimnykh gidroturbin [The generalized technique of automated design of reversible water-wheels] // Nauchnoye obozreniye. *Tekhnicheskoye nauki. Scientific Review. Technical Science*. 2019. No. 5. P. 5–10. EDN: UXNGNJ. (In Russ.).
6. Zharkovskiy A. A., Shchur V. A., Omran M. [et al.]. Avtomatizatsiya proyektirovaniya rabochego koleasa radial'no-osevoy gidroturbiny [Automation of the design of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine] // Izvestiya MGTU «MAMI». *Izvestiya MGTU MAMI*. 2021. No. 4 (50). P. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26. (In Russ.).
7. Bannikov D. V., Chernyy S. G., Chirkov D. V. [et al.]. Optimizatsionnoye proyektirovaniye formy protochnoy chasti gidroturbiny i analiz techeniya v ney [Optimization design of the shape of the flow part of a hydraulic turbine and analysis of the flow in it] // Vychislitel'nyye tekhnologii. *Computer Technology*. 2010. Vol. 15, no. 4. P. 73–94. (In Russ.).
8. Astrakova A. S., Bannikov D. V., Chernyy S. G. [et al.]. Chislennyye metody optimizatsionnogo proyektirovaniya protochnykh chastey gidroturbin [Numerical methods for optimization design of hydraulic turbine flow parts] // Vychislitel'nyye tekhnologii. *Computer Technology*. 2014. Vol. 19, no. 1. P. 20–39. EDN: RYYHAH. (In Russ.).

9. Lobareva I. F., Skorospelov V. A., Turuk P. A. [et al.]. Ob odnom podkhode k optimizatsii formy lopasti gidroturbiny [On one approach to optimizing the shape of a hydraulic turbine blade] // Vychislitel'nyye tekhnologii. *Computer Technology*. 2005. Vol. 10, no. 6. P. 52–74. EDN: KWZJBH. (In Russ.).

10. Xia X., Luo H., Li S. [et al.]. Characteristics and factors of mode families of axial turbine runner // International Journal of Mechanical Sciences. 2023. Vol. 251. 108356. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108356. (In Engl.).

11. OST 108.023.107-85. Turbiny gidravlicheskiye gorizonta'lnyye kapsul'nyye [Hydraulic horizontal capsule turbines]. Moscow, 1986. 38 p. (In Russ.).

12. Barlit V. V. Gidravlicheskiye turbiny [Hydraulic turbines]. Kiev, 1977. 360 p. (In Russ.).

13. Kovalev N. N. Gidroturbiny: Konstruktsii i voprosy proyektirovaniya [Hydroturbines: Structures and design issues]. 2nd ed. Leningrad, 1971. 584 p. (In Russ.).

14. Ermakov I. N., Orakhelashvili B. M., Lyamasov A. K. [et al.]. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh organov osevoy gidroturbiny maloy GES [Mathematical modeling of the working bodies of an axial hydraulic turbine of a small hydroelectric power station] // Gidravlika. *Hydraulics*. 2022. No. 15. P. 1–12. EDN: UUTIHO. (In Russ.).

15. Viktorov G. V. Gidrodinamicheskaya teoriya reshetok [Hydrodynamic theory of lattices]. Moscow, 1969. 368 p. (In Russ.).

MYLKIN Dmitriy Vasilyevich, Graduate Student of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines named after V. S. Kvyatkovsky Department, Junior Researcher at the Laboratory of Microhydroelectric Power Plants (120012), National Research University «Moscow Power Engineering Institute» (MPEI), Moscow.

SPIN-code: 8304-9535

AuthorID (RSCI): 1176114

Correspondence address: MylkinDV@mpei.ru

VOLKOV Aleksander Viktorovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines named after V. S. Kvyatkovsky Department, National Research University «MPEI», Moscow.

SPIN-code: 3022-2171

AuthorID (RSCI): 726099

ResearcherID: A-6919-2014

AuthorID (SCOPUS): 56900509700

Correspondence address: VolkovAV@mpei.ru

ORAKHELASHVILI Bagrat Merabovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines named after V. S. Kvyatkovsky Department, Leading Researcher at the Laboratory of Microhydroelectric Power Plants (120012), National Research University «MPEI», Moscow.

AuthorID (RSCI): 400750

AuthorID (SCOPUS): 6506150907

Correspondence address: OrakhelashvBM@mpei.ru

DRUZHININ Aleksey Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines named after V. S. Kvyatkovsky Department, Head of the Microhydroelectric Power Plant Laboratory (120012), National Research University «MPEI», Moscow.

SPIN-code: 8488-6471

AuthorID (RSCI): 843020

ORCID: 0000-0001-9198-9253

AuthorID (SCOPUS): 57192078235

Correspondence address: DruzhininAA@mpei.ru

LYAPIN Valeriy Yuryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines named after V. S. Kvyatkovsky Department, Leading Researcher at the Laboratory of Microhydroelectric Power Plants (120012), National Research University «MPEI», Moscow.

SPIN-code: 1675-0187

AuthorID (RSCI): 372692

Correspondence address: LiapinVY@mpei.ru

For citations

Mylkin D. V., Volkov A. V., Orakhelashvili B. M., Druzhinin A. A., Lyapin V. Yu. Method for assessing the theoretical characteristics of small axial hydraulic turbines // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 4. P. 40–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-40-47.

Received October 10, 2023.

© D. V. Mylkin, A. V. Volkov, B. M. Orakhelashvili,

A. A. Druzhinin, V. Yu. Lyapin