

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ НИЗКОНАПОРНЫХ МИКРОГЭС

Основной проблематикой инженерного подхода к проектированию лопастных систем для гидроэнергетических установок (ГЭУ) является малая эффективность работы типовых гидроагрегатов в условиях низких располагаемых напоров (не более 2-3 метров водяного столба) и малых (менее 1...2 м/с) скоростей потока в русле реки [8].

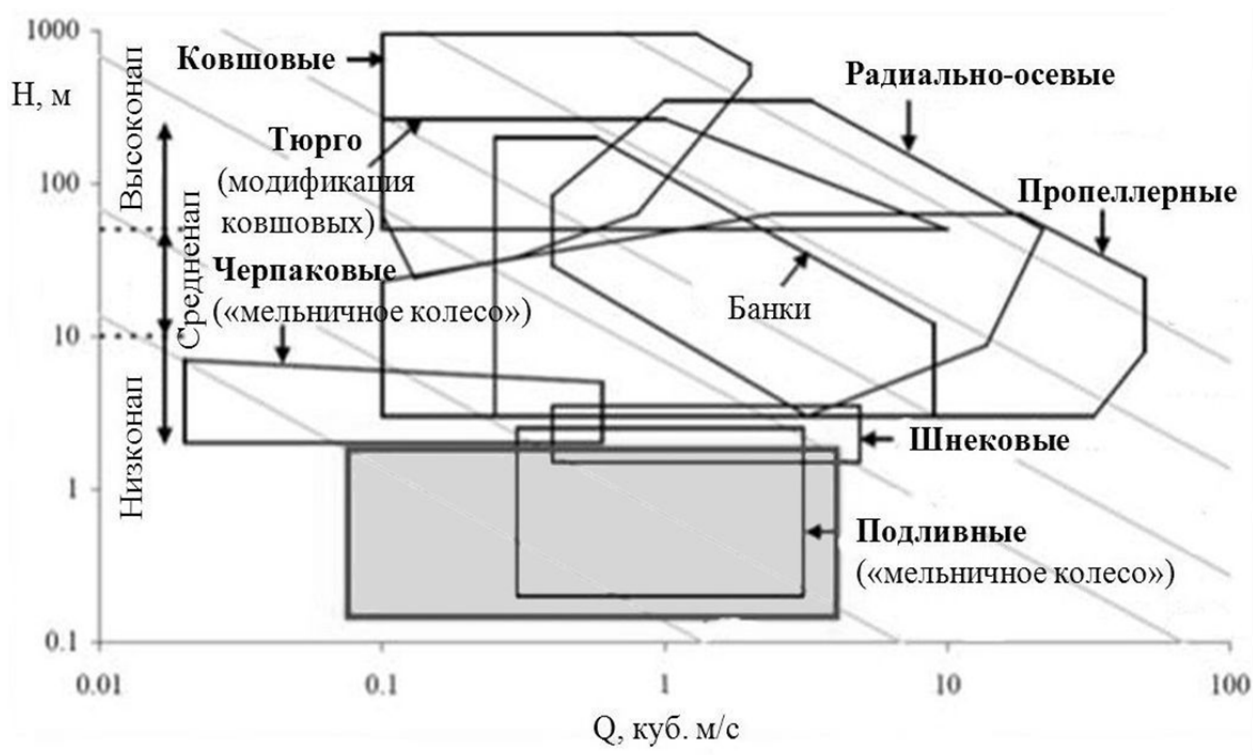


Рис. 1. Рабочее поле  $Q$ - $H$  типовых гидроагрегатов

Анализ области применимости различных видов гидротурбин (рис. 1) показывает, что рабочая зона гидротурбин с высокой частотой вращения ограничена снизу располагаемым напором около двух метров. Ниже этой границы их эффективность оказывается невысокой. Эту рабочую зону чаще всего отводят свободнопоточным агрегатам, но они имеют малую частоту вращения и требуют применения мультиплика-

тивных схем привода генераторов, что приводит к повышению капиталовложений [10].

Вследствие этого необходимо решение задачи оптимизации применения нерегулируемых гидротурбин и серийных асинхронных электрических машин (ЭМ). Противоречие состоит в том, что асинхронные обратимые ЭМ обладают, чаще всего, высокой частотой вращения, а гидротурбины способны развивать наибольший крутящий момент при меньшей частоте вращения ротора.

Согласно рис. 1, в условиях малого располагаемого напора наибольшую эффективность имеют турбины Банки и осевые гидротурбины. Гидротурбине Банки при этом присущи некоторые недостатки в сравнении с осевой: она имеет гораздо меньшую частоту вращения, что ухудшает качество получаемой электроэнергии; является подливной, т.е. работает на границе раздела двух фаз и взаимодействует с жидкостью в окружающей воздушной среде. Это приводит к интенсивному обледенению её конструкции в холодное время. Поэтому рациональным выводом служит применение осевой гидротурбины в напорном водоводе, по которому рабочая жидкость проходит из верхнего водоёма в нижний самотёком, а рабочее колесо оказывается погружённым в рабочую среду постоянно [9].

В результате проведённого анализа поставлена задача спроектировать рабочее колесо, обеспечивающее выработку электроэнергии в условиях следующих ограничений: по напору – не более 2 м. вод. ст.; по скорости течения водотока – не более 1 м/с; по мощности – не более 3 кВт, и оценить её энергоэффективность в составе микроГЭС.

Согласно традиционному проектированию гидротурбин, выбор их параметров, в частности теоретического напора, основан на максимальной реализации располагаемого напора без оценки эффективности всей микроГЭС. Метод предлагает предварительную оценку энергетической эффективности гидротурбины по коэффициенту использования энергии  $K_N$  в виде функции

$$K_N(h, \eta_e) = \frac{N_T}{N} = h\sqrt{1-h(2-\eta_e)},$$

где  $N$  – располагаемая мощность потока в напорном водоводе;  $N_T$  – мощность гидротурбины;  $h = H_T / H_p$  – коэффициент полезного использования напора.

Численно характеризуя долю располагаемой гидравлической энергии водовода, следует отметить, что она однозначно отражает степень энергетической эффективности микроГЭС. Максимум функции  $K_N(h, \eta_e)$  достигается при максимальном  $\eta_e = \eta_{\max}$  и оптимальном значении  $h$  равном

$$h = \frac{2}{3(2 - \eta_{\max})}.$$

Данное значение соответствует нулевому значению первой производной функции [7]. Для идеальной гидротурбины, имеющей  $\eta_{\max} = 1$ , коэффициенты полезного использования напора и энергии принимают значения

$$h_{opt} = \frac{2}{3}; \quad K_N^{lim} = \frac{2}{\sqrt{27}} \approx 0,3849.$$

При этом интерес с точки зрения оценки энергоэффективности, представляет приведенный расход  $(Q'_1)_{opt}$ . Для микроГЭС с напорным водоводом, расположенным между верхним и нижним бьефами, с учётом выражения определения скорости потока в нём и условия  $K_N = K_N^{max}$ , приведённый расход можно представить в виде:

$$(Q'_1)_{opt} = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{g}{1 + \xi} [\eta_{\max} (6 - 3\eta_{\max}) - 2]}.$$

Необходимо отметить, что отклонения от  $\xi_{opt} = 0,6$  в любую сторону приведут к снижению  $K_N$ , т.е. к снижению энергетической эффективности гидротурбины в составе микроГЭС.

В целях экспериментального подтверждения оценки энергетической эффективности гидротурбин спроектированы и изготовлены рабочие

колёса, имеющие внешний диаметр  $D_1 = 80$  мм (рис. 3) и различающиеся диаметром втулки и количеством лопастей [3].

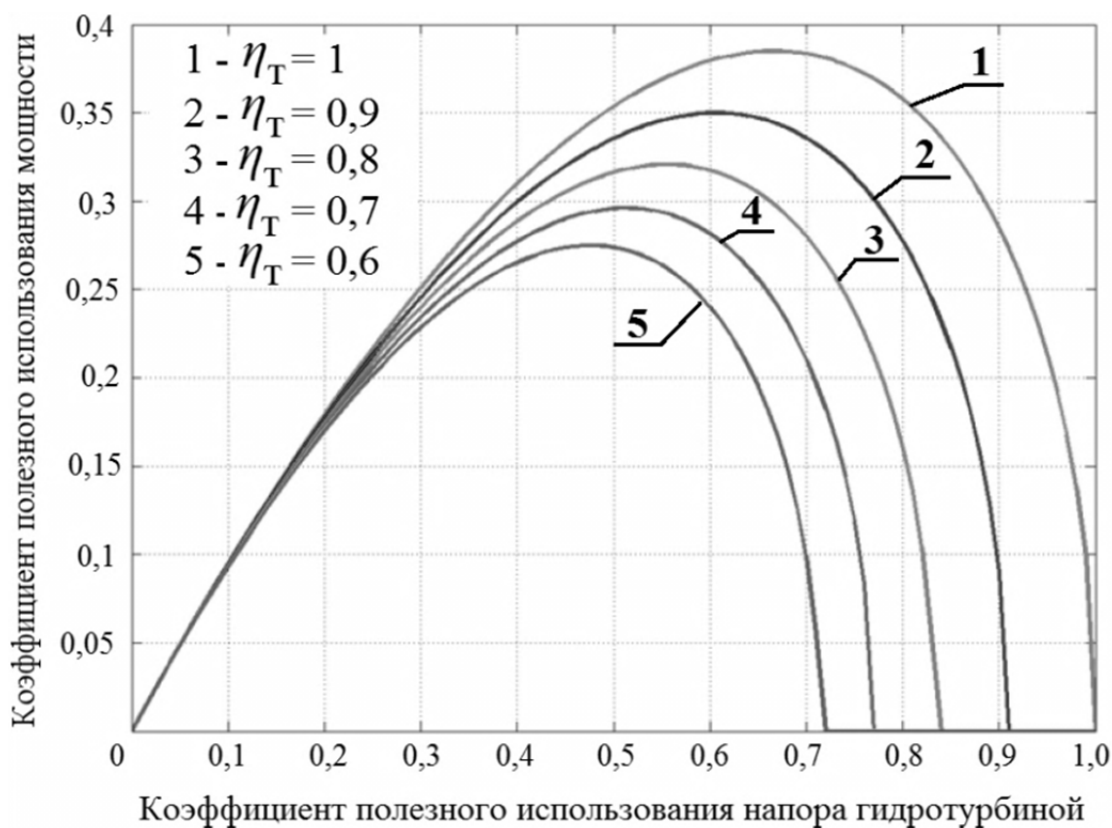


Рис. 2. Графическое представление функции  $K_N(h, \eta_T)$

Анализ экспериментальных характеристик (рис. 4) показывает существенные различия по максимальным значениям мощности гидромашины с представленными рабочими колёсами. Гидротурбина с РК1, 3, 4 имеет достаточно близкие характеристики, несмотря на значительные внешние различия колёс. Наивысшего показателя энергоэффективности достигла гидротурбина с РК2. Это объясняется тем, что колёса РК1, 3, 4 проектировались по критерию максимальной мощности  $N_T$ , а геометрические параметры их лопастных систем выбирались по условию максимума мощности. Рабочее колесо РК2 создавалось на основе вышеизложенного метода, т.е. по критерию с участием выражения для приведенного расхода  $(Q'_1)_{opt}$ .

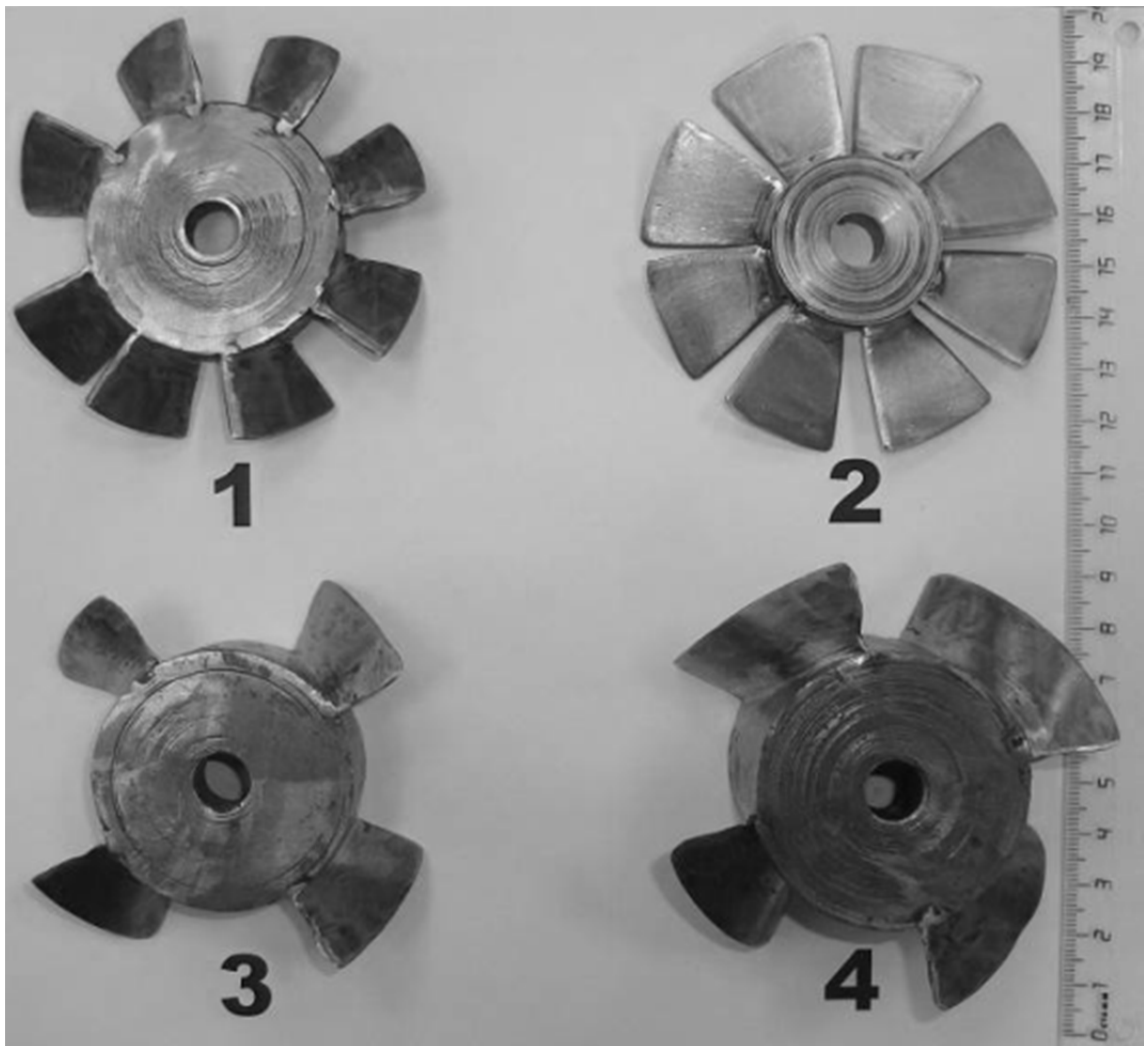


Рис. 3. Внешний вид лопастных систем

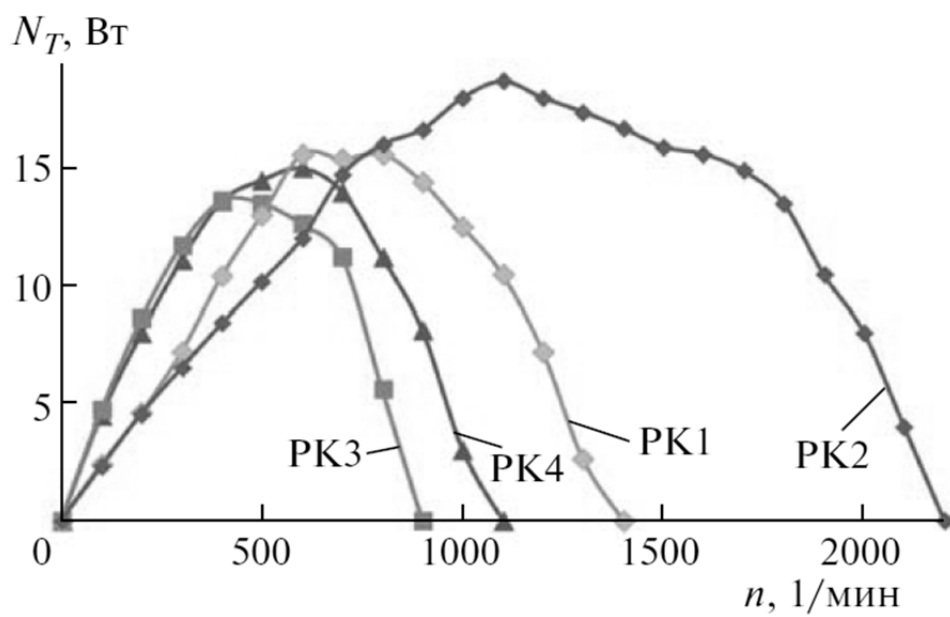


Рис. 4. Графическая зависимость  $N_T = f(n)$

Характеристики комплекта рабочих колёс, сведённые в табл. 1, показывают, что фактическое значение  $K_N^{max}$  у РК2 почти не отличается от расчётного максимума, в то время как у других рабочих колёс наблюдается существенное различие этого параметра.

Табл. 1

Характеристики комплекта рабочих колёс

Параметр	РК1	РК2	РК3	РК4
Гидравлический КПД $\eta_r$ , %	83,4	84,8	82,1	81,7
Оптимальный (расчётный) напор $H_p$ при $\eta_{max}$ , м	0,5759	0,5787	0,5785	0,5794
Фактический напор $H$ при $\eta_{max}$ , м	0,5500	0,5700	0,5200	0,5000
Фактический приведённый расход $Q'_1$ , м <sup>3</sup> /с	1,2050	1,2360	1,1740	1,1600
Оптимальный приведённый расход $(Q'_1)_{opt}$ , м <sup>3</sup> /с	1,2240	1,2420	1,2060	1,2000
$\Delta Q'_1 = (Q'_1)_{opt} - Q'$	0,0190	0,0060	0,0320	0,0400
Коэффициент использования энергии $K_N^{max}$	0,3290	0,3341	0,3180	0,3070
Фактический $K_N^{max}$	0,2783	0,3252	0,2609	0,2370

Практическое применение метода даёт возможность не только оценить энергетическую эффективность комплекса «гидротурбина – водовод» в микроГЭС, но и учесть ещё на начальных этапах создания турбины взаимосвязь её напора с расходом рабочей жидкости через водовод, которые определяют мощность турбины. Таким образом, предоставляя возможность оптимизировать её расчётные параметры.

### Литература

1. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
2. Викторов Г.В. Подобие и моделирование в гидромашинах. М.: МЭИ, 1980.
3. Волков А.В., Дружинин А.А. К вопросу о проектировании понтоновой низконапорной микроГЭС // Молодежный Научно-Технический Вестник, 2015. №9.
4. Эл. № ФС77-51038, ISSN 2307-0609.
5. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/801672.html>.
6. Кривченко Л.Г. Гидравлические машины: турбины и насосы.

8. М.: Энергоатомиздат, 1978. – 320 с.
9. Ломакин А.А. Осевые и центробежные насосы.
10. Л.: Машиностроение, 1966. – 365 с.
11. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
12. Окулов В.Л., Ван Куик Г.А.М. Предел Беца – Жуковского для максимального значения коэффициента использования ветра // Альтернативная энергетика и экология, 2009. № 9. С. 106 – 112.
13. Фортов В.Е., Попель О.С. Энергетика в современном мире.
14. Долгопрудный: Интеллект, 2011.
15. Date A., Akbarzadeh A. Performance investigation of a simple reaction water turbine for power generation from low head micro hydro resources // Smart Grid and Renewable Energy. 2012. V. 3. P. 239–245. URL: <http://dx.doi.org/10.4236/sgre.2012.33033>.
16. Parygin A.G., Volkov A.V., Ryzhenkov A.V. Commentary on the Efficiency of Selected Structural Designs of Low Head Micro Hydraulic Power Plants // Modern Applied Science, Vol. 9, No. 4, 2015. doi:10.5539/mas.v9n4p116.
17. URL: <http://dx.doi.org/10.5539/mas.v9n4p116>.