

DOI: 10.18721/JEST.230405

УДК 621.22

И. П. Иванченко¹, Г. И. Топаж², А. В. Коструба³

- 1, 3 — ОАО «НПО по исследованию и проектированию энергетического оборудования имени И. И. Ползунова». Санкт-Петербург, Россия
2 — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург, Россия

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОТУРБИН С ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКОНСТРУИРУЕМЫХ ГЭС

Предложена практическая методика расчета основных параметров гидротурбины (мощность и диапазон изменения частоты вращения рабочего колеса), обеспечивающих за счет переменной частоты вращения на заданных режимах эксплуатации максимальную выработку электроэнергии на ГЭС. Показана принципиальная возможность замены поворотно-лопастной гидротурбины на пропеллерную, которая при работе с переменной частотой вращения на фактических эксплуатационных режимах во многих случаях может не уступать ПЛ гидротурбине по своим энергетическим показателям. Предложены пропеллерные гидротурбины с переменной частотой вращения для условий реконструкции Иркутской ГЭС. Расчётным образом определены оптимальный угол установки лопастей рабочего колеса и диапазон изменения частот вращения ротора при работе с переменной частотой вращения. Построена эксплуатационная характеристика предложенной пропеллерной гидротурбины.

ГИДРОТУРБИНА; ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ; КПД; РАСЧЕТ; НАПОР; МОЩНОСТЬ; УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА.

Ссылки при цитировании:

И. П. Иванченко, Г. И. Топаж, А. В. Коструба. Применение гидротурбин с переменной частотой вращения для повышения эффективности реконструируемых ГЭС // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 4. С. 56–65. DOI: 10.10871/JEST.230405.

I. P. Ivanchenko¹, G. I. Topazh², A. V. Kostruba³

- 1, 3 — JSC «I. I. Polzunov scientific and development association.
St. Petersburg, Russia.
2 — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.
St. Petersburg, Russia

USING WATER TURBINES OPERATING AT VARIABLE SPEED FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF RECONSTRUCTED HYDROELECTRIC POWER STATIONS

We have proposed a practical method for calculating the main parameters of a hydroturbine (diameter and range of changes in the rotational speed of the blade runner) which ensure a maximum output of electric power at the hydroelectric power station due to a variable frequency of rotation at specified operating conditions. We have proved the principal possibility of replacing a Kaplan double regulated turbine with a propeller turbine which, when operating at a variable speed at actual operating conditions, is not inferior to a hydro turbine by its energy parameters. Propeller hydro turbines with a variable frequency of rotation are proposed for reconstructing the Irkutsk HPP. The optimal blade angle of the blade

runner and the variation range of rotation frequencies for operating with a variable rotation speed were calculated. The operational characteristic of the proposed propeller turbine was determined.

HYDRO TURBINE; SPEED; EFFICIENCY; CALCULATION; HEAD; POWER; UNIVERSAL CHARACTERISTIC.

Citation:

I. P. Ivanchenko, G. I. Topazh, A. V. Kostruba. The method of determining the power indices of propeller water turbines operating at variable speed at the reconstructed hydroelectric power stations, *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23(04)(2017)56–65. DOI: 10.10871/JEST.230405.

Введение

Практическое применение гидроагрегатов, работающих с переменной частотой вращения, в настоящее время является ведущей мировой тенденцией. Теоретически и экспериментально подтверждены их большие преимущества в отношении экономичности, надежности и управляемости.

Из разнообразного типа электрических машин, работающих с переменной частотой вращения, наиболее экономичное техническое решение (в диапазоне изменения частоты вращения, не превышающем $\pm 20\%$ от среднего значения) — это асинхронизированная машина, которая была предложена выдающимся шахматистом М. М. Ботвинником в 50-х годах прошлого столетия [1].

Первый в мире асинхронизированный гидрогенератор мощностью 40 МВт был изготовлен и пущен в эксплуатацию в 1964–1966 гг. на Иовской ГЭС. В 1971 году завод «Электросила» изготовил асинхронизированный гидрогенератор мощностью 400 кВт (с переменной частотой вращения ротора в пределах $\pm 30\%$ от синхронной) для опытной Кислогубской ГЭС [1].

В дальнейшем в отечественной гидроэнергетике применялись синхронные гидрогенераторы трехфазного тока с постоянной частотой вращения. В отличие от нашей страны, ведущими фирмами США, Европы и Японии было создано и внедрено в эксплуатацию, особенно за последние 20 лет, много гидроагрегатов с переменной частотой вращения. В частности, в конце 90-х годов прошлого века японскими фирмами «Хитачи», «Мицубиси», «Тошиба» и фирмами Германии «Фойт», «Эллин» и «АЕГ» были изготовлены и внедрены на пятнадцати ГАЭС асинхронизированные гидрогенераторы с переменной частотой вращения мощностью 60–350 МВт [2–4]*.

В ряде работ отмечается, что применение переменной частоты вращения позволяет значительно повысить эффективность и надежность работы гидротурбин [5–10]**, в частности увеличить выработку электроэнергии на ГЭС, расширить регулировочный диапазон по мощности, совместить оптимум режимов ГАЭС. Однако отсутствует практическая методика расчета оптимальных параметров гидротурбины (значения мощности и переменной частоты вращения рабочего колеса при различных напорах), позволяющая получить для заданных эксплуатационных режимов максимальную выработку электроэнергии на ГЭС. Решение этой актуальной задачи рассматривается в статье применительно к условиям реконструкции гидротурбин Иркутской ГЭС.

Цель — разработка методики расчета основных параметров пропеллерных гидротурбин, работающих с переменной частотой вращения, и её практическое применение для условий реконструкции гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС.

Методика определения параметров пропеллерных гидротурбин, работающих с переменной частотой вращения

Энергетические показатели пропеллерной гидротурбины определяются ее универсальной характеристикой (рис. 1), на которой приведены линии постоянных значений КПД ($\eta_m = \text{const}$), кавитационного коэффициента ($\sigma = \text{const}$) и открытий направляющего аппарата ($a_m = \text{const}$) модели в координатной плоскости (Q_1, n_1), где Q_1 — приведенный расход, n_1 — приведенные обороты (расход и частота вращения гидротурбины с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1$ м и напором $H = 1$ м) [12].

* Насосная гидроаккумулирующая электростанция «Голдисталь». Техн. отчет VATTENFALL EUROPE POWERCONSULT, г. Фечау, 2011.

** ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические для гидроэлектростанций, 1984. 264 с.

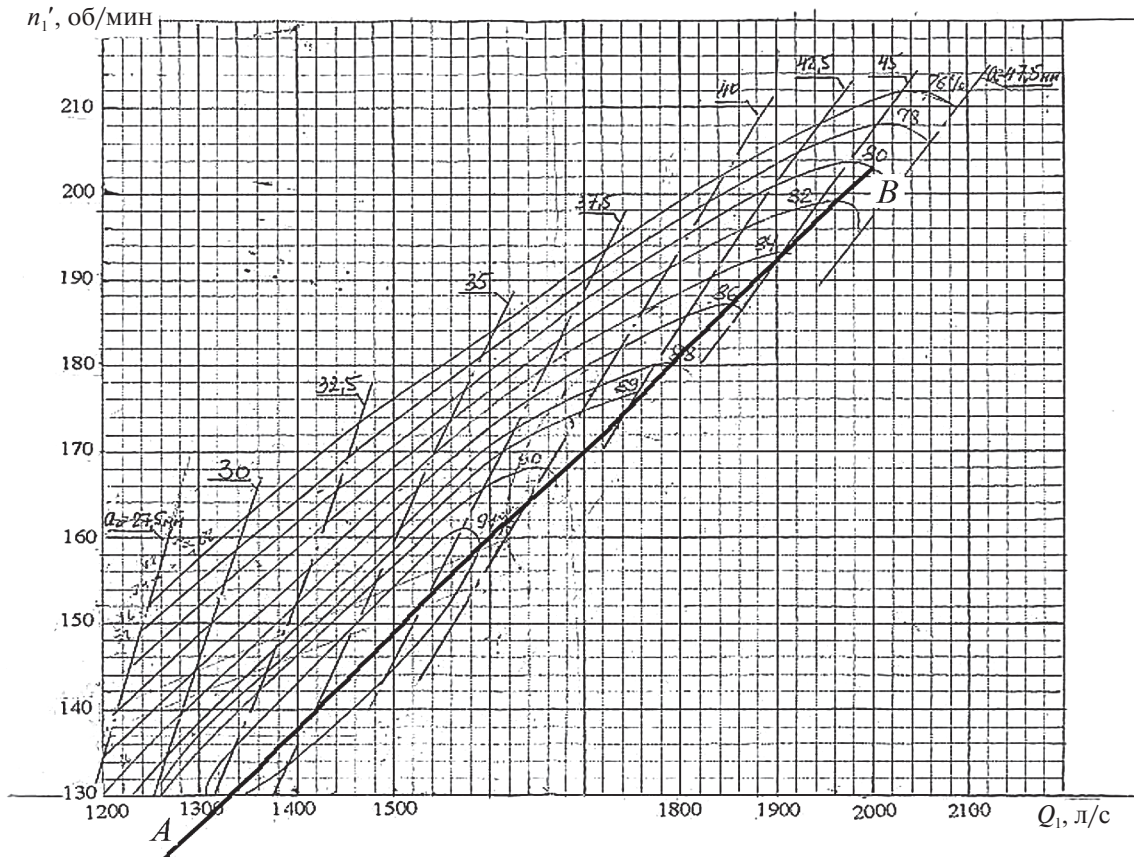


Рис. 1. Универсальная характеристика пропеллерной гидротурбины
 Fig. 1. Hill chart of a propeller hydroturbine

Используя универсальную характеристику, можно определить для натурной гидротурбины (при заданных значениях диаметра рабочего колеса D_1 и напора H) частоту вращения рабочего колеса, расход, мощность и КПД по формулам

$$\begin{aligned} n &= n_1 \sqrt{H}/D_1; \quad Q = Q_1 D_1^2 \sqrt{H}; \\ N &= 9,81 \eta_T Q_1 D_1^2 H \sqrt{H} = N_1 D_1^2 H \sqrt{H}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $N_1 = 9,81 \eta_T Q_1$ — приведенная мощность, кВт; $\eta_T = \eta_m + \delta\eta$ — КПД натурной гидротурбины; $\delta\eta = 0,01-0,03$ — поправка, связанная с увеличением КПД турбины за счет масштабного эффекта.

Из рис. 1 видно, что на линии $n_1 = \text{const}$ можно найти значение приведенного расхода Q_1 и величину открытия направляющего аппарата модельной гидротурбины a_m , при которых имеет место максимальное значение КПД модели. Этот режим называется комбинаторным. В плоскости универсальной характеристики

пропеллерной гидротурбины все комбинаторные режимы расположены на линии АВ, на которой закрутка потока за рабочим колесом близка к нулю (см. рис. 1).

Когда натурная гидротурбина с диаметром рабочего колеса D_1 работает при постоянном напоре и с постоянной частотой вращения все мощностные режимы расположены в плоскости универсальной характеристики на горизонтальной линии $n_1 = n D_1 / \sqrt{H} = \text{const}$. Пропеллерная гидротурбина имеет высокие значения КПД только в довольно узком интервале изменения режимов работы, близких к оптимальному режиму. При отходе от этого интервала за счет изменения напора (или n_1) и мощности (или Q_1) значения КПД турбины существенно уменьшаются.

Очевидно, что наиболее целесообразно, чтобы гидротурбина работала при всех эксплуатационных значениях напора и мощности с максимально возможными значениями КПД,

что имеет место на линии комбинаторных режимов универсальной характеристики. Работа пропеллерной гидротурбины на линии комбинаторных режимов может быть обеспечена только с помощью двойного регулирования за счет переменной частоты вращения рабочего колеса и изменения открытия направляющего аппарата.

Рассмотрим задачу выбора основных параметров пропеллерной гидротурбины (значения мощности и переменной частоты вращения рабочего колеса, а также открытия направляющего аппарата), работающей при заданном диаметре рабочего колеса D_1 в диапазоне напоров $H_{\text{мин}} - H_{\text{макс}}$ на линии комбинаторных режимов универсальной характеристики (см. рис. 1).

В плоскости универсальной характеристики на линии АВ комбинаторных режимов (см. рис. 1) известны зависимости изменения приведенного расхода Q_1 , КПД модели η_m и открытия направляющего аппарата a_m модели (с диаметром рабочего колеса D_m) от приведенных оборотов. На рис. 2 показаны характерные указанные зависимости открытия $a_m = f_1(n_1)$, КПД модели $\eta_m = f_2(n_1)$, а также приведенной мощности гидротурбины $N_1 = 9,81 Q_1 (\eta_m + \delta\eta) =$

$= f(n_1)$ от приведенных оборотов. Видно, что с увеличением n_1 приведенная мощность турбины растет, достигает максимального значения $N_{1\text{макс}}$, а затем начинает уменьшаться (см. рис. 2).

Используя зависимости $N_1 = f(n_1)$ и $a_m = f_1(n_1)$ (см. рис. 2), можно для заданных значений диаметра рабочего колеса D_1 и напора H определить по формулам (1) мощность N , частоту вращения рабочего колеса $n = n_1 \sqrt{H}/D_1$ и открытия направляющего аппарата $a_T = a_m D_1/D_m$ гидротурбины, работающей на линии АВ комбинаторных режимов. Затем строится эксплуатационная характеристика пропеллерной гидротурбины, которая представляет собой линии $n = \text{const}$, $\eta_T = \text{const}$ и $a_T = \text{const}$ в координатной плоскости (N, H) . Заметим, что линии $\eta_T = \text{const}$ и $a_T = \text{const}$ совпадают на эксплуатационной характеристике.

Рассмотрим задачу замены при реконструкции ГЭС поворотной-лопастной (ПЛ) гидротурбины на пропеллерную турбину ($\varphi = \text{const}$), которая, работая с переменной частотой вращения, удовлетворяет следующим требованиям:

обеспечивает при сохранении диаметра рабочего колеса заданную максимальную мощность;

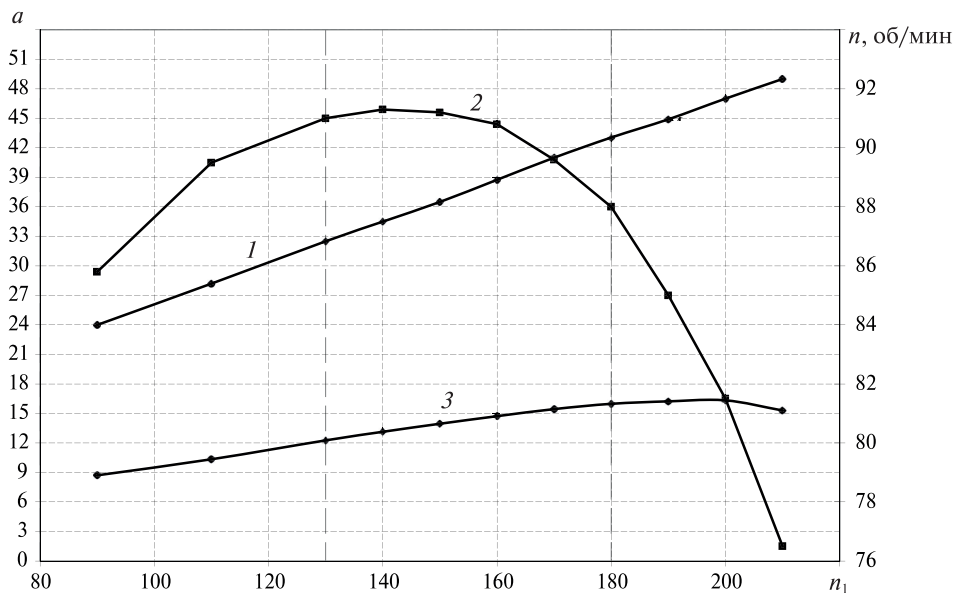


Рис. 2. Зависимости $a_m(1)$, $\eta_m(2)$ и $N_1(3)$ модельной пропеллерной гидротурбины от приведенных оборотов на линии комбинаторных режимов
 Fig. 2. Dependences of $a_m(1)$, $\eta_m(2)$ and $N_1(3)$ on the specific speed on the line of combinatorial regimes

обладает хорошими энергетическими и кавитационными показателями в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

На рис. 3 показана универсальная характеристика ПЛ гидротурбины, на которой по сравнению с пропеллерной характеристикой (см. рис. 1) дополнительно приведены линии различных углов установки лопастей рабочего колеса (линии комбинаторных режимов при $\varphi = \text{const}$) [12].

Используя универсальную характеристику ПЛ гидротурбины (см. рис. 3) и формулы (1), определим для комбинаторных режимов для нескольких значений углов ($\varphi = \text{const}$) зависимости изменения КПД турбины от мощности $\eta_t = f(N)$ при максимальном напоре. Анализ этих зависимостей позволит выбрать наиболее приемлемый вариант угла установки лопастей $\varphi = \text{const}$ пропеллерной гидротурбины, удовлетворяющий указанным выше требованиям. При выборе угла $\varphi = \text{const}$ пропеллерной гидротурбины, помимо основного требования обеспечить заданную максимальную мощность, следует также учитывать фактические режимные условия работы и кавитационные ограничения, существующие на реконструируемой ГЭС. В частности, проблема

выбора угла $\varphi = \text{const}$ пропеллерной гидротурбины более подробно рассмотрена ниже для условий реконструкции гидротурбин Иркутской ГЭС.

Для выбранной линии $\varphi = \text{const}$ комбинаторных режимов можно по изложенной выше методике определить при различных напорах фактические значения мощности и частоты вращения, а также построить эксплуатационную характеристику пропеллерной гидротурбины с диаметром рабочего колеса D_1 .

Следует отметить, что замена ПЛ гидротурбины на пропеллерную позволяет уменьшить диаметр втулки рабочего колеса и заменить сферическую камеру на цилиндрическую. Это улучшает энергокавитационные характеристики гидротурбины, увеличивает ее надежность и эксплуатационные показатели. Опыт отечественного гидротурбостроения показал, что в этом случае можно увеличить мощность турбины на 8–12 %, а КПД — на 1–1,5 % [13].

Кроме энергетического эффекта, большим преимуществом гидроагрегатов, работающих с переменной частотой вращения, является возможность расширения регулировочного диапазона пропеллерной гидротурбины. В пропеллер-

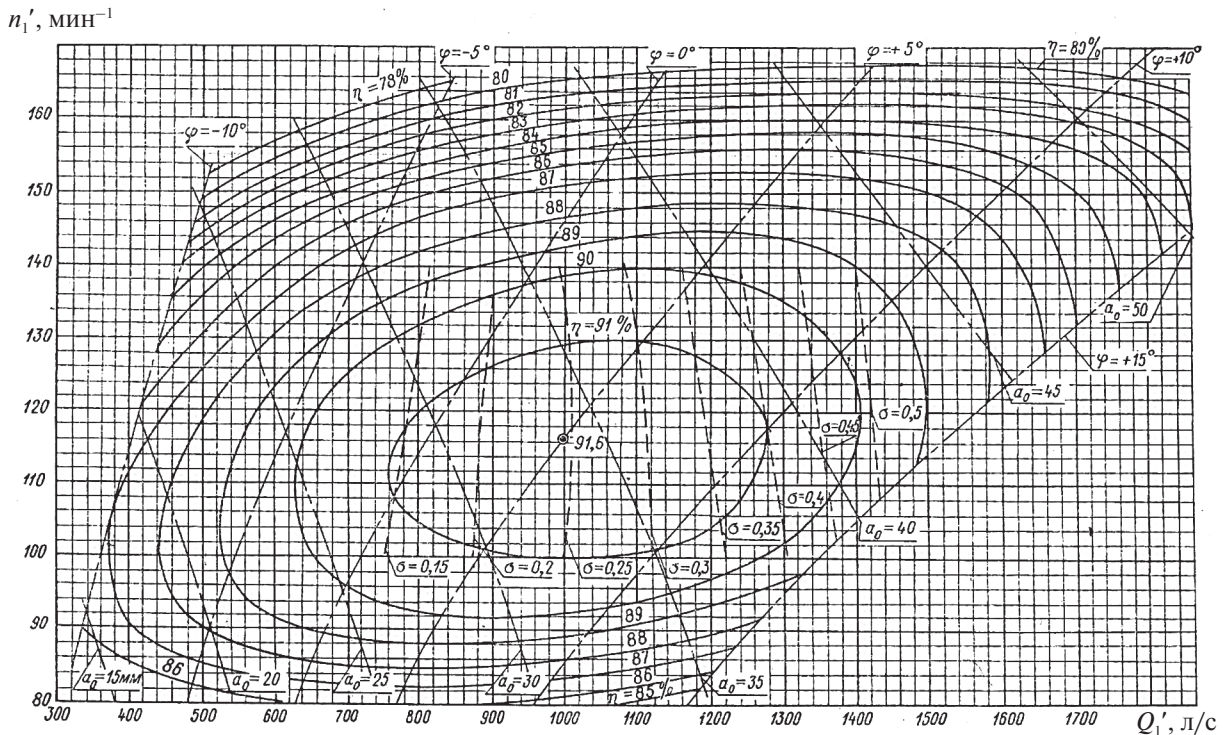


Рис. 3. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛ50/1075
Fig. 3. Hill chart of the hydroturbine PL50/1075

ной гидротурбине, работающей с постоянной частотой вращения, на режимах, удаленных от линии комбинаторных режимов, возникает большая закрутка и нестационарность потока за рабочим колесом, которые вызывают значительные вибрации гидроагрегата. Поэтому работа пропеллерной гидротурбины на неблагоприятных режимах в зоне недопустимых пульсаций потока запрещена. В этом случае вводится соответствующее ограничение на режимы работы пропеллерной турбины с частичными мощностями, которое задается заводом-изготовителем оборудования на универсальной или эксплуатационной характеристике.

При переменной частоте вращения пропеллерная гидротурбина работает в широком интервале изменения напора и мощности на линии комбинаторных режимов. Как уже отмечалось, на этой линии закрутка потока за рабочим колесом близка к нулю. Поэтому единственное ограничение на режимы эксплуатации гидротурбины, работающей с переменной частотой вращения при минимальной мощности, — это допустимый регулировочный диапазон изменения частоты вращения гидроагрегата, который сейчас ограничен значениями $\pm(25-30)\%$ от средней величины.

Выбор пропеллерной гидротурбины с переменной частотой вращения для условий реконструкции Иркутской ГЭС

На Иркутской ГЭС установлены поворотные-лопастные гидротурбины ПЛ-577 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 7,2$ м, которые работают с постоянной синхронной частотой вращения $n = 83,3$ об/мин и по проекту должны развивать максимальную мощность $N = 90$ МВт при расчетном напоре $H_p = 26$ м.

Однако максимальная мощность турбины ограничивается по условиям работы генератора и фактически при расчетном напоре не превышает 85 МВт.

Проблема реконструкции гидротурбин этой ГЭС сейчас весьма актуальна и достаточно обстоятельно была рассмотрена в работе [14]. В этой работе с учетом анализа сложившихся режимных условий и конструктивных особенностей гидроблока предложен вариант установки на Иркутской ГЭС номенклатурных гидротурбин ПЛ50/1075. Эти турбины (с сохранением диаметра колеса $D_1 = 7,2$ м и син-

хронной частоты вращения $n_c = 83,3$ об/мин) при средневзвешенном напоре $H = 29,4$ м развивают максимальную мощность $N = 95,4$ МВт. На рис. 3 показана универсальная характеристика номенклатурной поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ50/1075 [12]. В работе [14] также отмечается, что режимные условия работы оборудования на Иркутской ГЭС весьма благоприятны для установки пропеллерных гидротурбин. Режимные условия Иркутской ГЭС характеризуются малыми изменениями напора, небольшим регулировочным диапазоном работы гидротурбин по мощности, незначительным числом пусковых режимов.

В данной статье дается дальнейшее развитие работы [14] в направлении повышения эффективности реконструкции Иркутской ГЭС. В частности, на основе изложенной выше методики предлагается установить при реконструкции Иркутской ГЭС пропеллерные гидротурбины ПР50/1075, которые работают с переменной частотой вращения в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

При выборе гидротурбин ПР50/1075 следует учитывать определенные требования [14]:

при средневзвешенном напоре $H_p = 29,4$ м и высоте отсасывания $H_s = -2$ м гидротурбина диаметром рабочего колеса $D_1 = 7,2$ м должна развивать мощность $N \geq 95,4$ МВт;

максимальная мощность гидротурбины при всех напорах $H = 26-30,5$ м ограничена кавитационным условием $H_s \geq -2,0$ м ($\sigma_{уст} < 0,4$);

гидротурбины Иркутской ГЭС более 85% времени эксплуатируются при больших мощностях.

Для выбора угла $\varphi = \text{const}$ гидротурбин ПР50/1075 была использована универсальная характеристика ПЛ50/1075 (см. рис. 3) и для двух линий углов — $\varphi = 5^\circ$ и $\varphi = 10^\circ$ — определены зависимости изменения КПД турбины от мощности при средневзвешенном напоре $H = 29,4$ м (рис. 4). Для сравнения на рис. 4 пунктирной линией показана аналогичная зависимость $\eta_T = f(N)$ для пропеллерной гидротурбины, работающей при угле $\varphi = 10^\circ$ с постоянной частотой вращения $n = 83,3$ об/мин. Видно, что пропеллерная гидротурбина ПР50/1075, работающая с переменной частотой вращения, в отличие от варианта при $n = \text{const}$, обладает достаточно высокими энергетическими показателями в широком диапазоне изменения мощности.

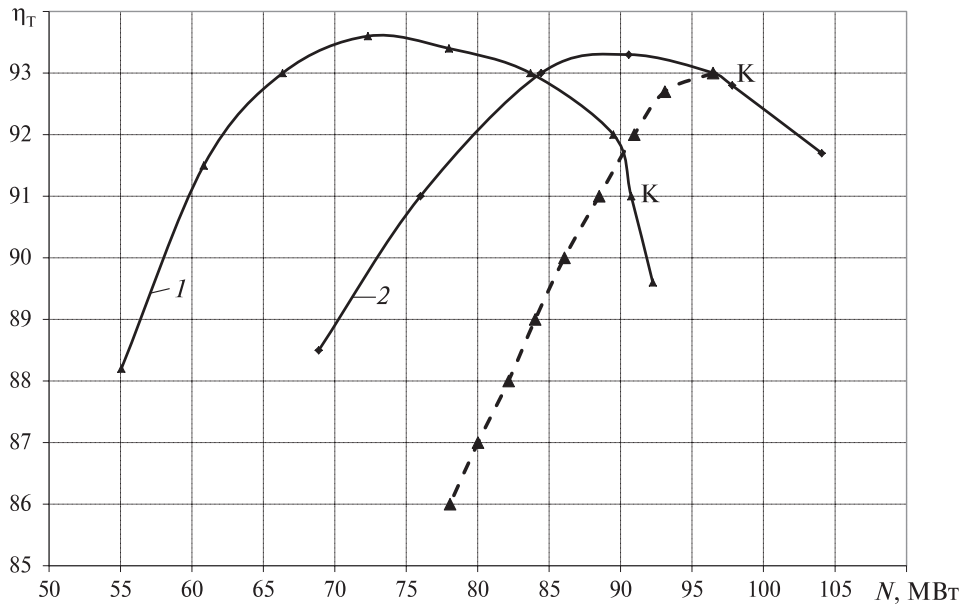


Рис. 4. Зависимости КПД от мощности при средневзвешенном напоре $H = 29,4$ м (1 — при $\varphi = 5^\circ$; 2 — при $\varphi = 10^\circ$)

Fig. 4. Dependence of the efficiency on the power at the design head $H = 29.4$ m

Расчет эксплуатационной характеристики ($\varphi = 10^\circ, D_1 = 7,2$ м)

Calculation of the performance characteristics ($\varphi = 10^\circ, D_1 = 7,2$ м)

n_1 , об/мин	Q_1 , м ³ /с	$\eta_{м, \%}$	$\eta_{т, \%}$	Расчетные параметры при четырех значениях напора H							
				$H = 26$ м		$H = 28$ м		$H = 29,4$ м		$H = 30,5$ м	
				N , МВт	n , об/мин	N , МВт	n , об/мин	N , МВт	n , об/мин	N , МВт	n , об/м
130	1,4	89,7	91,7	86,6	92,1	96,7	95,5	104	97,9	110,0	99,7
120	1,3	90,8	92,8	81,4	85,0	90,9	88,2	97,8	90,4	103,3	92,0
118	1,28	91,0	93,0	80,3	83,6	89,7	86,7	96,5	88,9	102,0	90,5
110	1,2	91,1	93,1	75,3	77,9	84,2	80,8	90,6	82,8	95,7	84,4
100	1,12	91,0	93,0	70,2	70,8	78,5	73,5	84,4	75,3	89,2	76,7
90	1,03	89,0	91,0	63,2	63,8	70,6	66,1	76,0	67,8	80,3	69,0
80	0,96	86,5	88,5	57,3	56,7	64,0	58,8	68,9	60,2	72,8	61,4

Максимальная мощность (в точках К на характеристиках рис. 4) ограничена для Иркутской ГЭС условием по кавитации $H_s \geq -2,0$ м ($\sigma_{уст} < 0,4$) [14] и равна $N_k = 90,7$ МВт и $N_k = 96,5$ МВт соответственно для углов $\varphi = 5^\circ$ и $\varphi = 10^\circ$.

С учетом указанных выше требований целесообразно выбрать для реконструкции Иркутской ГЭС пропеллерные гидротурбины ПР50/1075 с углом установки лопастей рабочего колеса $\varphi = 10^\circ$. В таблице приведены результаты расчета эксплуатационной характеристики указанной пропеллерной гидротурбины Иркутской ГЭС.

В таблице КПД η_t и мощность N турбины, а также частота вращения n определяются по формулам (1):

$$\eta_t = \eta_m + \delta\eta; \quad N = 9,81Q_1\eta_t D_1^2 H \sqrt{H};$$

$$n = n_1 \sqrt{H}/D_1.$$

Здесь $\delta\eta = (\delta\eta)_1 + (\delta\eta)_2$ — поправка, состоящая из двух слагаемых: $(\delta\eta)_1 = 0,03 - 0,035$ — увеличение КПД турбины за счет масштабного эффекта; $(\delta\eta)_2 = -(0,01 - 0,015)$ — падение КПД номенклатурной гидротурбины ПЛ50/1075 при установке в существующий гидроблок Иркут-

ской ГЭС [14]. Таким образом, суммарная поправка КПД гидротурбины принимается равной $\delta\eta = 0,02$.

В таблице жирным шрифтом выделены режимы ограничения максимальной мощности при различных напорах по условию кавитации. Работа гидротурбин с мощностями больше значений, выделенных в таблице жирным шрифтом, невозможна из-за вредного воздействия кавитации.

Расчеты показали, что при напорах $H = (26 - 30,5)$ м значения мощности и частоты вращения пропеллерной гидротурбины меняются с учетом условия ограничения по кавитации ($H_s \geq -2,0$ м) в пределах $N = (57,3 - 102)$ МВт и $n = (56,7 - 90,5)$ об/мин. При средневзвешенном напоре $H = 29,4$ м (с учетом указанного ограничения) максимальная мощность турбины равна $N = 96,5$ МВт, а при максимальном напоре $H = 30,5$ м — $N = 102$ МВт.

Минимальная мощность гидротурбины ПР50/1075 при различных напорах ограничена заданным регулировочным диапазоном изменения частоты вращения гидротурбины: $n = (56,7 - 90,5)$ об/мин. Значения этого диа-

пазона меняются в пределах $\pm 23\%$ от средней величины и являются реально достижимыми.

Как уже отмечалось выше, пропеллерная гидротурбина имеет ряд конструктивных и экологических преимуществ по сравнению с поворотной-лопастной. Замена ПЛ гидротурбины на пропеллерную позволит уменьшить диаметр втулки рабочего колеса с $d_{вт} = 0,48D_1$ до $d_{вт} = 0,43D_1$ и заменить сферическую камеру на цилиндрическую. В этом случае можно дополнительно поднять мощность турбины на 5–6%, а КПД на 1–1,5%.

По данным таблицы построена эксплуатационная характеристика пропеллерной гидротурбины ПР50/1075 Иркутской ГЭС ($\varphi = 10^\circ$, $D_1 = 7,2$ м) с переменной частотой вращения (рис. 5).

Заключение

Разработана методика расчета энергетических показателей (мощность, КПД) пропеллерных гидротурбин с переменной частотой вращения при их установке на реконструируемых ГЭС. Выполнена апробация разработанной методики на примере реконструкции Иркутской ГЭС.

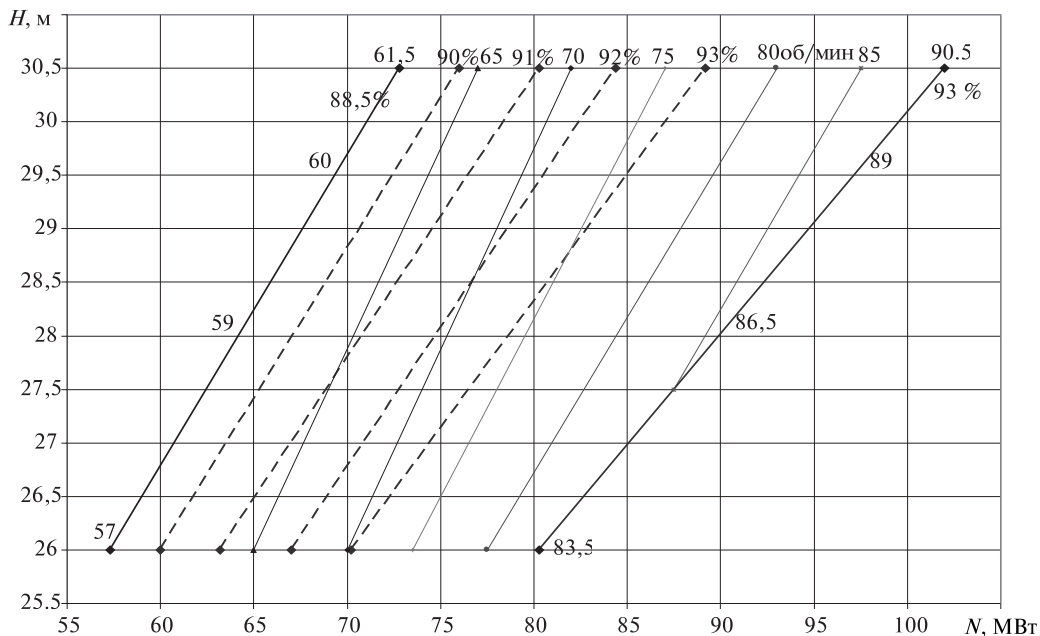


Рис. 5. Эксплуатационная характеристика пропеллерной гидротурбины ПР50/1075 Иркутской ГЭС с переменной частотой вращения
 Fig. 5. Operating characteristic of the propeller water turbine PR50/1075 of Irkutsk hydroelectric station with units of variable speed

Для условий реконструкции Иркутской ГЭС предложена пропеллерная гидротурбина ПР50/1075 с углом установки лопастей рабочего колеса $\varphi = 10^\circ$, работающая с переменной частотой

вращения. При средневзвешенном напоре $H = 29,4$ м гидротурбина развивает мощность $N = 96,5$ МВт, а при максимальном напоре $H = 30,5$ м способна выдать мощность $N = 102,0$ МВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Из истории электротехники // *Электричество*, 2011. № 8. С. 68–73.
2. **Aguro K., Kato M., Kishita F., Machino T., Mukai K., Nagura O., Sekiruchi S., Shiozaki T.** Rich operation experiences and new technologies on adjustable speed pumped storage systems in Japan // *CIGRE*. 2008. A1–101.
3. **Kuwabara T., Shibuya A., Furuta H., Kita E., Mitsuhashi K.** Design and dynamic response characteristics of 400 MW adjustable speed pumped storage unit for Ohkawachi power station // *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 1996. Vol. 11. No 2.
4. **Kubo T.** Design and Manufacturing of The World's Largest 475 MVA/460 MW Adjustable Speed Generator-Motor for Pumped Storage Hydro Electric Power Plant // *CIGRE*. 2014. A1–113.
5. **Иванченко И. П., Щур В. А.** Использование переменной частоты вращения для повышения эффективности работы гидротурбин // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2012. Т. 14. № 1(2). С. 659–661.
6. **Абубаков Ш. И., Луначи М. Э., Щур В. А.** Оптимизация работы гидротурбины посредством применения переменной частоты вращения // *Гидротехническое строительство*. 2013. № 2. С. 2–9.
7. **Arpad A.** Does rotating stall occur in Francis runners causing fluctuations // 3rd IAHN International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. October 14–16, 2009. Brno, Czech Republic.
8. **Артюх С. Ф.** Повышение энергоэффективности гидроаккумулирующих электростанций // *Электрические станции*. 2014. № 8. С. 33–37.
9. **Диеров Р. Х., Глазырин М. В.** Гидроагрегат с переменной частотой вращения вала для мини ГЭС // *Труды НТК «Энергетика»*. Новосибирск. 2014. С. 158–161.
10. **Червоненко И. И.** Исследование динамических свойств системы управления обратимых гидроагрегатов, работающих с переменной частотой вращения // *Журнал передовых технологий*. 2015. С. 60–64.
11. *Справочник по гидротурбинам / Под общей редакцией Н. Н. Ковалева*. Ленинград: Машиностроение. 1984.
12. **Иванченко И. П., Прокопенко А. Н., Щур В. А.** Замена гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС // *Гидротехническое строительство*. 2015. № 2. С. 16–22.
13. **Глазырин М. В., Диеров Р. Х., Краснопеев Е. А.** Построение системы регулирования активной мощности гидроагрегата с переменной частотой вращения вала // *Вестник Таджикского технического университета*. 2013. № 2. С. 73–77.
14. **Диеров Р. Х., Глазырин М. В.** Гидроагрегат с переменной частотой вращения для мини ГЭС // *Труды МНТК*, Новосибирск, 2014. С. 158–161.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИВАНЧЕНКО Игорь Петрович — кандидат технических наук, ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова».

E-mail: ivanchenkoip@mail.ru

ТОПАЖ Григорий Ицкович — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: topaj@mail.ru

КОСТРУБА Артем Владимирович — инженер ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова».

E-mail: kostrub_a_87@mail.ru

REFERENCES

- [1] Iz istorii elektrotekhniki. *Elektrichestvo*. 2011. № 8. S. 68–73. (rus.)
- [2] **Aguro K., Kato M., Kishita F., Machino T., Mukai K., Nagura O., Sekiruchi S., Shiozaki T.** Rich operation experiences and new technologies on adjustable speed pumped storage systems in Japan. *CIGRE*. 2008. A1–101.
- [3] **Kuwabara T., Shibuya A., Furuta H., Kita E., Mitsuhashi K.** Design and dynamic response characteristics of 400 MW adjustable speed pumped storage unit for Ohkawachi power station. *IEEE Transactions on Energy Conversion*. 1996. Vol. 11. No2.
- [4] **Kubo T.** Design and Manufacturing of The World's Largest 475 MVA/460 MW Adjustable Speed

Generator-Motor for Pumped Storage Hydro Electric Power Plant. CIGRE. 2014. A1–113.

[5] **Ivanchenko I. P., Shchur V. A.** Ispolzovaniye peremennoy chastoty vrashcheniya dlya povysheniya effektivnosti raboty gidroturbin. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*. 2012. T. 14. № 1(2). S. 659–661. (rus.)

[6] **Abubakov Sh. I., Lunatsi M. E., Shchur V. A.** Optimizatsiya raboty gidroturbiny posredstvom primeneniya peremennoy chastoty vrashcheniya. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2013. № 2. S. 2–9. (rus.)

[7] **Arpad A.** Does rotating stall occur in Francis runners causing fluctuations. *3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. October 14–16, 2009. Brno, Czech Republic.

[8] **Artyukh, S. F.** Povysheniye energoeffektivnosti gidroakkumuliruyushchikh elektrostantsiy. *Elektricheskkiye stantsii*. 2014. № 8. S. 33–37. (rus.)

[9] **Diërov R. Kh., Glazyrin M. V.** Gidroagregat s peremennoy chastotoy vrashcheniya vala dlya mini GES. *Trudy NTK «Energetika»*. Novosibirsk, 2014. S. 158–161. (rus.)

[10] **Chervonenko I. I.** Issledovaniye dinamicheskikh svoystv sistemy upravleniya obratimyykh gidroagregatov, rabotayushchikh s peremennoy chastotoy vrashcheniya. *Zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2015. S. 60–64. (rus.)

[11] *Spravochnik po gidroturbinam / Pod obschey redaktsiyey N. N. Kovalëva*. Leningrad: Mashinostroyeniye. 1984. (rus.)

[12] **Ivanchenko I. P., Prokopenko A. N., Shchur V. A.** Zamena gidroturbinnogo oborudovaniya Irkutskoy GES. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2015. № 2. S. 16–22. (rus.)

[13] **Glazyrin M. V., Diërov R. Kh., Krasnopeyev Ye. A.** Postroyeniye sistemy regulirovaniya aktivnoy moshchnosti gidroagregata s peremennoy chastotoy vrashcheniya vala. *Vestnik Tadzhikskogo tekhnicheskogo universiteta*. 2013. № 2. S. 73–77. (rus.)

[14] **Diërov R. Kh., Glazyrin M. V.** Gidroagregat s peremennoy chastotoy vrashcheniya dlya mini GES. *Trudy MNTK*. Novosibirsk, 2014. S. 158–161. (rus.)

AUTHORS

IVANCHENKO Igor P. — JSC «I. I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment».

E-mail: ivanchenkoip@mail.ru

TOPAZH Grigorii T. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.

E-mail: topaj@mail.ru

KOSTRUBA Artiom V. — JSC «I. I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment».

E-mail: kostrub_a_87@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 29 сентября 2017 г.