

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО МЕЖТУРБИННОГО РАССТОЯНИЯ БИРОТОРНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Медеров Таалайбек Тынычтыкович, к.т.н., доцент КГТУ им. И.Раззакова, Кыргызста, 720044, г.Бишкек, пр.Ч. Айтматова 66, e-mail: mtt-kg@mail.ru

В статье изложены результаты получения зависимости потерь энергии между двумя рабочими колесами бироторной гидротурбины, а также методика расчета оптимального межтурбинного расстояния.

Ключевые слова: гидротурбина, микроГЭС, бироторная турбина, автономный потребитель, гидропреобразователь, лопасть, скорость, расход, гидравлическая энергия, мощность.

DETERMINATION OF THE RATIONAL INTER-TURBINE DISTANCE OF BIROTOR TYPE HYDROTURBINE

Mederov Taalaibek, candidate of technical science, Kyrgyzstan, 720044, Bishkek city, 66 Aitmatov Avenue, KSTU named after I.Razzakov, e-mail: mtt-kg@mail.ru

In the article stated results of producing energy loss dependence between two impellers birotor type hydraulic turbine, and also a technique for calculating an optimal inter-turbine distances.

Keywords: hydro turbine, micro hydro power station, birotor type turbine, autonomous consumer, hydraulic converter, blade, velocity, flow rate, hydraulic energy, power.

Одним из важных задач при проектировании бироторной гидротурбины является определение межтурбинного расстояния.

Для того чтобы оптимизировать расстояние между двумя гидротурбинами нужно определить потери энергии межтурбинном расстоянии X_0 рис.1. С этой целью необходимо проследить за состоянием энергии потока \mathcal{E}_2 в сечении III-III при выходе из первого рабочего колеса и энергии потока \mathcal{E}_3 в сечении IV-IV у входных кромок лопастей второго рабочего колеса. Выделим в турбинной камере между сечениями III-III и IV-IV цилиндр с диаметром D_1 и длиной X_0 рис.1.

Потери энергии $\Delta\mathcal{E}_{23}$ в промежутке между этими сечениями будет:

$$\Delta\mathcal{E}_{23} = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_3; \quad (1)$$

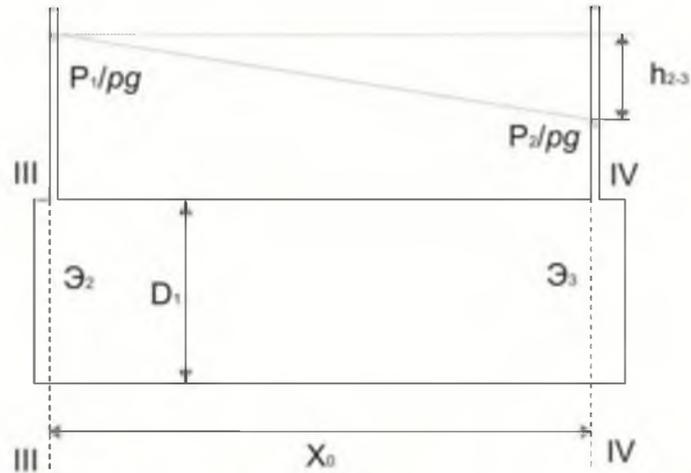


Рис.1. К расчету потери энергии по длине камеры

Согласно уравнению Бернулли,

$$\mathcal{E}_2 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2; \quad (2)$$

$$\mathcal{E}_3 = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\rho g} + z_3; \quad (3)$$

Подставим в (1) выражения (2) и (3)

$$\begin{aligned} \Delta\mathcal{E}_{23} &= \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 - \frac{v_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\rho g} + z_3; \\ \Delta\mathcal{E}_{23} &= \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_3}{\rho g} + z_2 - z_3; \end{aligned} \quad (4)$$

Так как расход $Q=const$ и площадь сечения трубы $F=const$, значит, скорость потока в трубе между турбинами определяемая по формуле $v = Q/F$ будет постоянной [4]. Тогда $\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} = const$, $\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_3}{\rho g} = h_{2-3}$ это есть понижение давления как показано на рис.2 пьезометрической линией на величину гидравлических потерь h_{2-3} по длине X_0 , и разность уровней $z_2 - z_3 = 0$, т.е. не изменяется т.к. турбинная камера расположено горизонтально. Отсюда,

$$\Delta\mathcal{E}_{23} = h_{2-3}; \quad (5)$$

где h_{2-3} - гидравлические потери на трение по длине на промежутке между сечениями. Эти потери определяются для турбулентного течения как:

$$h_{2-3} = \lambda \frac{X_0 v^2}{D_1 2g}; \quad (6)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения, учитывающий движения потока по трубе (число Рейнольдса) и шероховатости внутренней поверхности трубы.

Тогда если (6) подставить в (5), то получим:

$$\Delta\mathcal{E}_{23} = \lambda \frac{X_0 v^2}{D_1 2g}; \quad (7)$$

Если обозначим постоянные параметры как $K = \frac{\lambda v^2}{2g D_1}$, то

$$\Delta\mathcal{E}_{23} = K X_0; \quad (8)$$

Полученное уравнение позволяет определить взаимосвязь между потерей энергии и межтурбинным расстоянием. Если посмотреть на график рис.2 уравнения (8), то получается линейная зависимость $\Delta\mathcal{E}_{23} = f(X_0)$ где аргументом функции потерь энергии $\Delta\mathcal{E}_{23}$, является расстояние между турбинами X_0 .

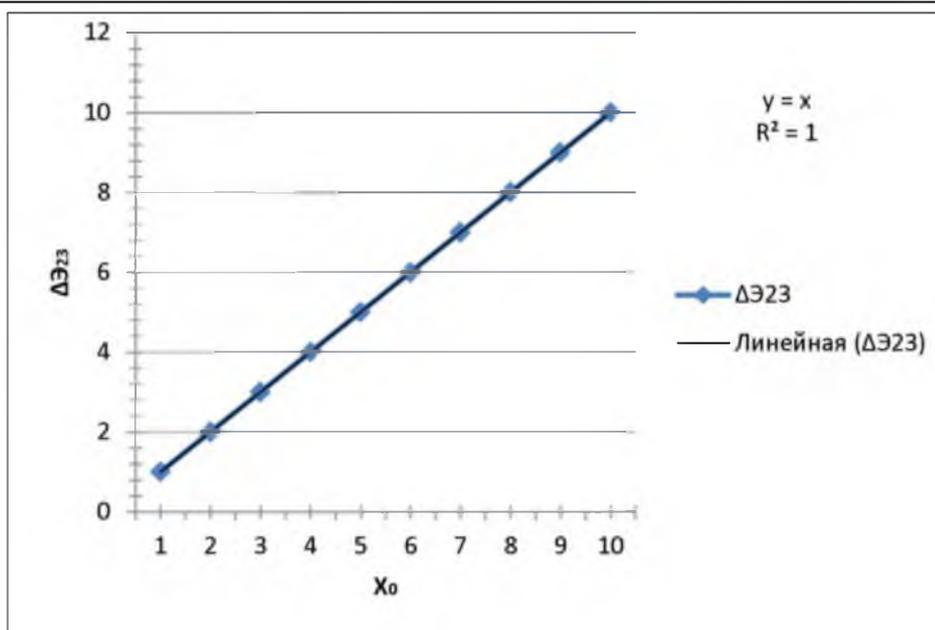


Рис.2. Зависимость потерь энергии от межтурбинного расстояния в турбинной камере

Полученная характеристика $\Delta \mathcal{E}_{23} = f(X_0)$ показывает прямую зависимость потери энергии от расстояния между двумя гидротурбинами в турбинной камере. Проанализировав данную зависимость можно утверждать, что потери энергии между двумя гидротурбинами в турбинной камере бироторной гидротурбины будут тем меньше, чем меньше будет межтурбинное расстояние. Идеальным был бы случай если $X_0 = 0$, но это невозможно связи с конструктивными ограничениями, поэтому оптимальным будет минимально возможное расстояние X_{min} с учетом последнего.

В уравнении (8) значение постоянного параметра K может изменяться в зависимости от изменения значения скорости на выходе из первой гидротурбины v_2 . Как известно абсолютная скорость на выходе из первой гидротурбины v_2 по закону сложения скоростей будет определяться как сумма переносного и относительного скоростей, т.е.

$$v_2 = u_2 + w_2 \tag{9}$$

Переносная скорость u_2 скорость подвижной системы координат в нашем случае

$$u_2 = \frac{\pi \sqrt{0,5 \cdot (D_1^2 + d_{бр}^2)} n}{60} \tag{10}$$

Относительная скорость w_2 фиксируемая наблюдателем находящейся в самой подвижной системе

$$w_2 = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_{бр}^2) \sin \delta_2} \tag{11}$$

Тогда перепишем (9) в следующем виде

$$v_2 = \frac{\pi \sqrt{0,5 \cdot (D_1^2 + d_{бр}^2)} n}{60} + \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - d_{бр}^2) \sin \delta_2} \tag{12}$$

Из выражения (12) видно, что абсолютная скорость v_2 будет зависеть от геометрических параметров рабочего колеса и режима работы гидротурбины, определяемые расходом и частотой вращения.

Рассмотрим втулку и лопасть рабочего колеса рис.3. Как показано на рисунке по требованию к сварным швам при соединении лопастей к втулке должно предусматриваться некое расстояние Δ от края втулки до кромки лопастей. Тогда если длина хорды профиля лопасти у втулки L , угол поворота профиля лопасти к оси втулки β_1 , то ширина лопасти у втулки B_1 как известно будет:

$$B_1 = L \cos \beta_1; \tag{13}$$

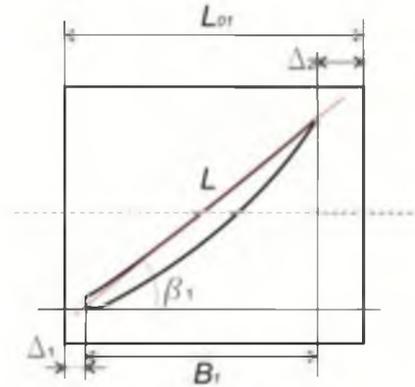


Рис.3. Схема расположения лопасти на втулке

Тогда ширина втулки L_{01} с учетом требований технологии сварки будет:

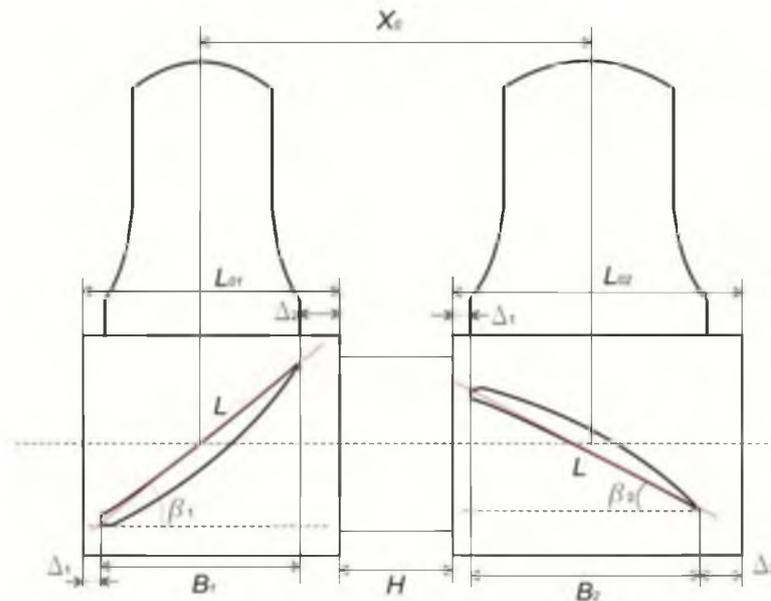
$$L_{01} = B_1 + \Delta_1 + \Delta_2 \quad \text{или} \quad L_{01} = L \cos \beta_1 + \Delta_1 + \Delta_2; \quad (14)$$

Ширина второй втулки L_{02} может быть определен аналогично к (14). Тогда,

$$L_{02} = L \cos \beta_2 + \Delta_1 + \Delta_2; \quad (15)$$

Из формул (14) и (15) не трудно заметить, что ширина втулки зависит от угла поворота профиля лопасти к оси втулки β , если считать что другие параметры имеют некоторые постоянные значения.

Рис.4. Схема расположения гидротурбин на валу



Исходя из изложенного выше расчета, для поиска оптимального минимального расстояния рассмотрим конструкцию турбинного узла бироторной гидротурбины рис.4. Из этой схемы видно, что межтурбинное расстояние не может быть равно нулю ($X_0 \neq 0$) связи с тем как уже отмечалось выше ограничением при изготовлении рабочего колеса, оно будет:

$$X_0 = \frac{L \cos \beta_1}{2} + \Delta + \frac{L \cos \beta_2}{2} + \Delta + H = \frac{L \cos \beta_1 + 2\Delta + L \cos \beta_2 + 2\Delta + H}{2}$$

Или сгруппировав правую часть получим

$$X_0 = \frac{4\Delta + H + L(\cos \beta_1 + \cos \beta_2)}{2}; \quad (16)$$

Вывод: Таким образом, аргументируя полученными на основе анализа и исследования закономерностями можно утверждать, что в впервые предложено оптимальное межтурбинное расстояние для бироторных гидротурбин и получена зависимость для расчета

межтурбинного расстояния в зависимости от изменения геометрических параметров рабочего колеса.

Установлено зависимость ширины втулки от угла поворота профиля лопасти к оси втулки для втулок двух рабочих колес.

Список литературы

1. Патент Кыргызской Республики. Бироторная микрогидроэлектростанция №1506. Обозов.А.Дж, Акпаралиев Р.А. и др. Бишкек, 2012.-с.1-8.
2. Степанов Г.Ю. «Гидродинамика решеток турбомашин», М.: Физматгиз, 1962г. – 512 с.
3. Медеров Т.Т. Результаты построения гидродинамической модели турбины микроГЭС. [Текст]: / Т.Т. Медеров. // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, №33, Бишкек, 2015. - С. 273-278.
4. Медеров Т.Т. Расчет и построение рациональных параметров профиля бироторной турбины. [Текст]: / Т.Т. Медеров. // «Наука и Мир», международный научный журнал, №1 (29), 2016, Том 1. Издательство «Научное обозрение», Россия, г. Волгоград, 2016.-С 71-74.