

Бальчугов Алексей Валерьевич,
д.т.н., профессор кафедры МАХП, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: balchug@mail.ru

Кустов Борислав Олегович,
аспирант кафедры МАХП, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: Fresh_33@mail.ru

РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ПЛОСКОЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ДЛЯ МЕЖТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА ТЕПЛООБМЕННИКА

Balchugov A.V., Kustov B.O.

CALCULATION OF AXIAL PLANE-HYDROTURBINE FOR INTER-TUBE EXHAUST EXCHANGER

Аннотация. Выполнен расчет осевой плосколопастной гидротурбины, предназначенной для интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве теплообменника типа «труба в трубе» за счет вращения теплопередающей поверхности.

Ключевые слова: осевая гидротурбина, интенсификация теплообмена, вращение трубы.

Abstract. The calculation of the axial flat blade hydraulic turbine designed for the intensification of heat exchange in the shell-and-tube heat exchanger of the “tube in tube” heat exchanger due to the rotation of the heat transfer surface has been performed.

Keywords: axial hydro turbine, heat transfer intensification, pipe rotation.

Таблица 1

Исходные данные

Параметр	Ед. измер.	Обозначение	Значение
Наружный диаметр внутренней трубы	м	d_1	0,015
Внутренний диаметр наружной трубы	м	d_2	0,026
Внешний диаметр турбины	м	D_n	0,024
Радиальная длина лопасти	м	l	0,004
Средний диаметр турбины	м	D	0,023
Коэффициент активности	–	m_a	0,5
Коэффициент циркуляции	–	σ	0
Коэффициент осевой скорости	–	\bar{c}_z	0,9
Расход воды в межтрубном пространстве	м ³ /ч	L	1

Как показано в работе [1], интенсификация теплопередачи в теплообменнике типа «труба в трубе» может достигаться за счет вращения внутренней трубы с помощью осевой плосколопастной гидротурбины, использующей энергию потока теплоносителя. Преимущество плосколопастных решеток по сравнению с другими типами решеток гидротурбин состоит в том, что они обладают малой осевой высотой ступени, и требуют простой обработки венцов. Практический интерес представляет расчет характеристик плосколопастной осевой гидротурбины, предназначенной для

установки в межтрубном пространстве лабораторного теплообменника. Расчет выполнен с учетом методики, приведенной в работе [2]. Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

Ввиду малых габаритов гидротурбины принимаем безободную конструкцию лопаточного аппарата. Проточная часть турбины имеет форму узких кольцевых каналов с плоскими лопатками. На рисунке 1 приведена схема плосколопастной решетки профилей, которая получена при разворачивании срединного цилиндрического сечения лопастей на плоскости. На рисунке 2 приведено сечение плосколопастной турбины, на рисунке 3 – общий вид ротора, а на рисунке 4 – общий вид статора.

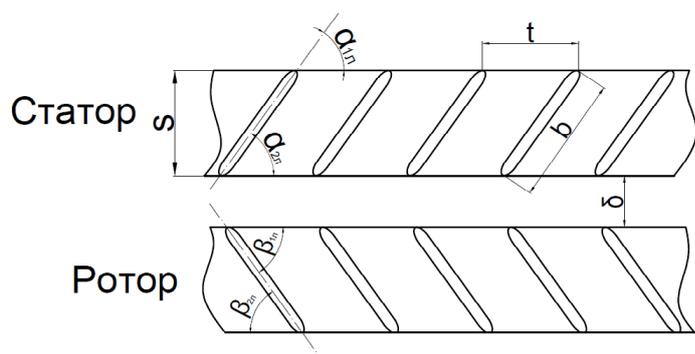


Рисунок 1 – Схема плосколопастной решетки профилей турбины

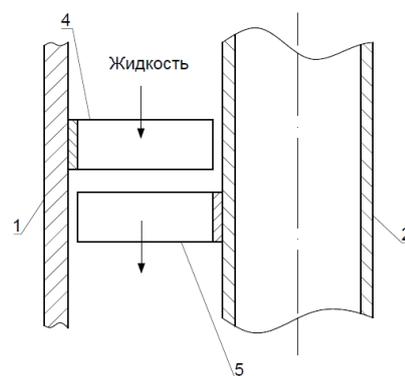


Рисунок – 2. Плосколопастная гидротурбина

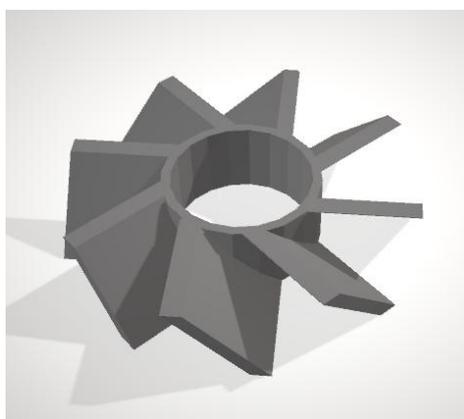


Рисунок 3 – Плосколопастной ротор

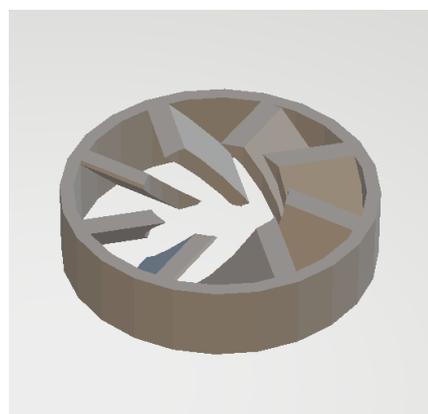


Рисунок 4 – Плосколопастной статор

Для осевой плосколопастной гидротурбины с симметричной решеткой (рисунок 1) справедливо равенство:

$$\alpha_{1л} = \alpha_{2л} = \beta_{1л} = \beta_{2л}. \quad (1)$$

В уравнении (1) углы $\alpha_{1л}$, $\alpha_{2л}$, $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$ приведены в соответствии с рисунком 1. Чем больше угол установки профиля, тем меньше частота вращения.

Угол $\alpha_{1,l}$ определяется по заданному значению коэффициента осевой скорости \bar{c}_z :

$$\operatorname{ctg}\alpha_{1,l} = \frac{1}{2\bar{c}_z} = 0,56, \quad (2)$$

откуда $\alpha_{1,l} = 61^\circ$.

Окружная скорость жидкости:

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 3,14 \cdot 0,023 \cdot 9 = 0,66 \text{ м/с}. \quad (3)$$

Осевая скорость жидкости:

$$c_z = \frac{L}{3600 \cdot \pi \cdot D \cdot l} = \frac{1}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,023 \cdot 0,004} = 0,96 \text{ м/с}. \quad (4)$$

Окружные составляющие скорости на среднем радиусе:

$$\text{статор } c_{1u} = c_z \cdot \operatorname{ctg}\alpha_{1,l} = 0,96 \cdot \operatorname{ctg}61^\circ = 0,532 \text{ м/с}; \quad (5)$$

$$\text{ротор } c_{2u} = u - c_z \cdot \operatorname{ctg}\beta_{2,l} = 0,66 - 0,96 \cdot \operatorname{ctg}61^\circ = 0,128 \text{ м/с}. \quad (6)$$

Крутящий момент турбины:

$$M = \frac{\rho \cdot L}{3600} (c_{1u} - c_{2u}) \frac{D}{2} = \frac{998 \cdot 1}{3600} (0,532 - 0,128) \frac{0,023}{2} = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ Н·м}. \quad (7)$$

Максимальный крутящий момент турбины, соответствующий заторможенному состоянию ее вала при $n=0$:

$$M_{\max} = \frac{\rho \cdot L^2}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot 3600^2} (\operatorname{ctg}\alpha_{1,l} + \operatorname{ctg}\beta_{2,l}) = \frac{998 \cdot 1^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,004 \cdot 3600^2} (\operatorname{ctg}61^\circ + \operatorname{ctg}61^\circ) = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ Н·м}. \quad (8)$$

Максимальная частота вращения (в режиме холостого хода, при $M=0$):

$$n_{\max} = \frac{L}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot l \cdot 3600} (\operatorname{ctg}\alpha_{1,l} + \operatorname{ctg}\beta_{2,l}) = \frac{1}{3,14^2 \cdot 0,023^2 \cdot 0,004 \cdot 3600} (\operatorname{ctg}61^\circ + \operatorname{ctg}61^\circ) = 14,91 \text{ об/с}. \quad (9)$$

Зависимость крутящего момента турбины от частоты вращения описывается уравнением:

$$M = M_{\max} \left(1 - \frac{n}{n_{\max}} \right). \quad (10)$$

По уравнению (10) для гидротурбины построена приведенная на рисунке 5 характеристика M - n .

В рабочем режиме крутящий момент принимается, равным половине от максимального (тормозного) момента:

$$M^* = \frac{M_{\max}}{2} = \frac{3,43 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ Н·м}. \quad (11)$$

Суммарный перепад давления в ступени турбины:

$$\Delta p = \rho \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) = 998 \cdot 0,66 \cdot (0,532 - 0,128) = 266,2 \text{ Па}. \quad (12)$$

По уравнению (12) для гидротурбины построена характеристика Δp - n , приведенная на рисунке 6.

При числе лопастей $z=8$ шаг решетки составит:

$$t = \frac{\pi \cdot D}{z} = \frac{3,14 \cdot 0,023}{8} = 0,009 \text{ м.} \quad (13)$$

Тогда осевой размер ротора:

$$S = t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1,n} = 0,009 \cdot \operatorname{tg} 61^\circ = 0,016 \text{ м.} \quad (14)$$

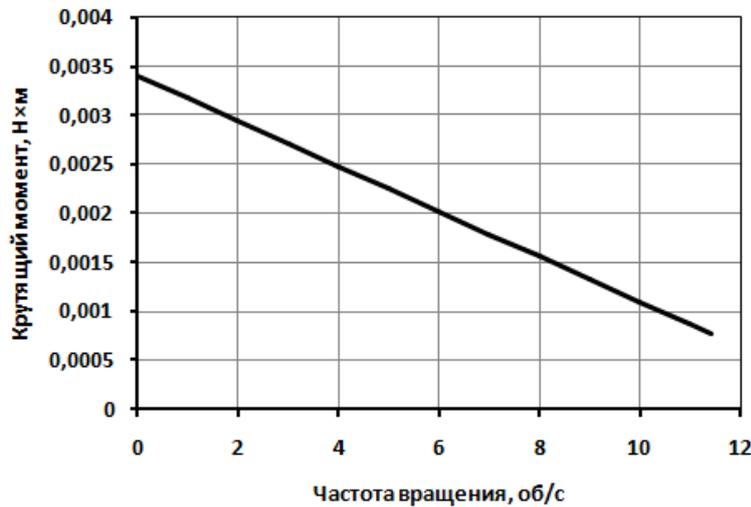


Рисунок 5 – Характеристика $M-n$

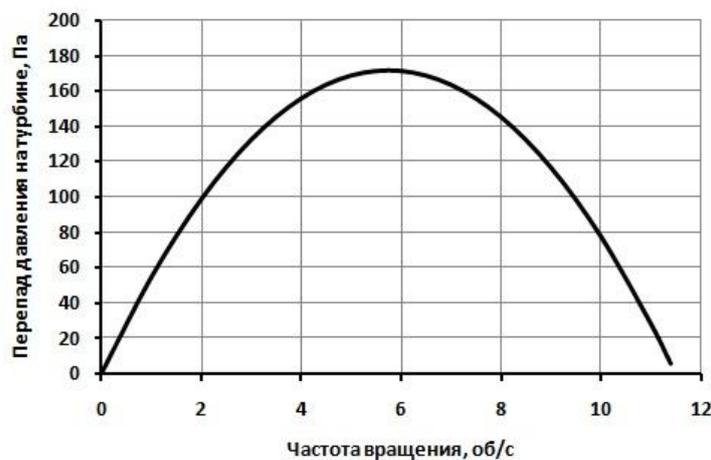


Рисунок 6 – Характеристика $\Delta p-n$

Расстояние между двумя последовательно расположенными решетками направляющего аппарата (статора) и рабочего колеса (ротора) называется осевым зазором. Чем больше неравномерность потока, тем осевой зазор должен быть больше, однако при этом возрастают осевые размеры многоступенчатой гидротурбины. По рекомендациям [3] принимаем осевой зазор равным $\delta=5$ мм. Величина радиального зазора принимается, равной 1 мм [3].

Эффективная мощность:

$$N_1 = 2,72 \cdot \frac{L \cdot \Delta p_1}{\rho g} \cdot \eta = 2,72 \cdot \frac{1 \cdot 870}{998 \cdot 9,81} \cdot 0,5 = 0,121 \text{ Вт.} \quad (15)$$

По уравнению (15) для гидротурбины построена приведенная на рисунке 7 характеристика $N-n$.

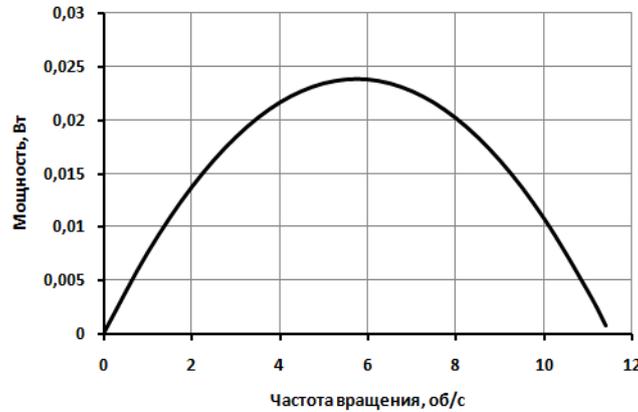


Рисунок 7 – Характеристика $N-n$

Плосколопастные турбины изготавливаются с некоторым скруглением входной и выходной кромок для улучшения обтекания потоком жидкости. Необходимо стремиться к применению тонких профилей, так как это позволяет повысить коэффициент полезного действия турбины.

Полученные характеристики гидротурбины будут экспериментально проверены при исследовании теплопередачи в теплообменнике с вращением теплообменной поверхности за счет преобразования энергии потока жидкости в энергию вращения осевой плосколопастной гидротурбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кустов Б.О., Бальчугов А.В. Перспективы использования осевой гидротурбины для вращения трубы в теплообменнике // Тезисы докладов междунар. конференции «Современные технологии и научно-технический прогресс» им. профессора В.Я. Баденикова. Ангарск. АНГТУ. 2019. С. 47-48.
2. Балденко Ф.Д. Расчеты бурового оборудования. М., 2012. 428 с.
3. Любимов Г.А., Любимов Б.Г. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров. Л., 1963. 176 с.