

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РЕШЕТКИ ГИДРОТУРБИНЫ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДВОДНЫХ ГОРНЫХ МАШИН

Рассмотрен порядок профилирования проточной части, гидротурбины, приведены выражения для определения геометрических параметров и представлен метод построения профиля решетки гидротурбины.

The sequence of profiling of a flowing part and the water wheel is considered, expressions for definition of geometrical parameters are resulted and the method of forming-up of the water wheel lattice profile is presented.

Задача профилирования гидротурбинной решетки заключается в обеспечении получения заданных треугольников скоростей при минимальных потерях энергии. Профиль решетки должен быть очерчен плавными кривыми. При этом следует избегать резкого изменения кривизны, получающегося при сопряжении дуг окружностей. В це-

лях обеспечения безударного входа потока в решетку профиль проектируется так, чтобы направление потока на входе было касательным к средней линии.

Из учета потерь энергии в решетках профилей следует, что для каждой из них существует оптимальный относительный шаг, при котором потери энергии достигают минимума. Для предварительного выбора относительного шага используется метод, характеризующийся введением понятия оптимальной нагрузки профиля в решетке, при которой потери на трение малы, а отрыв потока происходит вблизи выходной кромки. Эпюра давлений, действующих на лопатку при обтекании решетки потоком несжимаемой жидкости, имеет форму, близкую к прямоугольнику (рис.1) [3].

При этом сила, действующая на единицу длины лопатки, определяется следующим образом:

$$P_u = (P_i - P_2)S = \frac{\rho\omega^2}{2}S, \quad (1)$$

где P_n – полное давление перед решеткой; P_2 – статическое давление за решеткой; ω_1 и ω_2 – относительные скорости потока на входе и выходе решетки.

Поскольку действительная эпюра давлений отличается от принятой, отклонение учитывается введением некоторого коэффициента нагрузки c_n . Тогда выражение (1) имеет вид

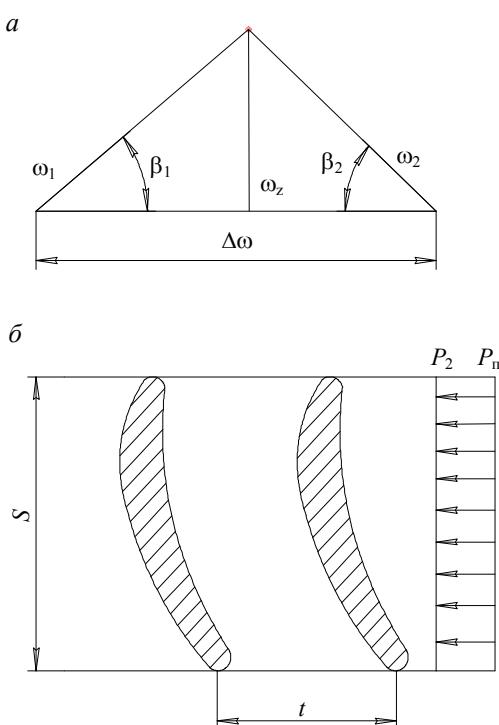


Рис.1. Проточная часть гидротурбины: *а* – треугольник скоростей решетки лопастей гидротурбины, *б* – эпюра давления на лопатку
 β_1 и β_2 – углы входа и выхода рабочего колеса

$$P_u = c_i \frac{\rho \omega_2^2}{2}. \quad (2)$$

Для лопатки единичной длины по теореме импульсов имеем

$$P_u = \rho \omega_z (\omega_{l_u} + \omega_{2_u}) t. \quad (3)$$

Преобразовав формулу (3) и подставив значения из треугольника скоростей, на входе и выходе решетки рабочего колеса получим

$$\left(\frac{t}{S} \right)_{\text{no}} = \frac{1}{2} \tilde{n}_i \frac{\sin(\beta_1)}{\sin(\beta_2) + \sin(\beta_1 + \beta_2)}, \quad (4)$$

где S – ширина решетки; c_n – коэффициент нагрузки, $c_n = (0,9-1,1)$ [3].

Профилизирование прямоточных лопастных систем [1] показывает, что их решетки, как правило, могут быть отнесены к разряду непрозрачных. Под прозрачностью решетки лопастей понимается ее способность пропускать поток жидкости, сохраняя заданное отклонение его вектора относительной скорости от касательной к оси канала при движении от входа к выходу. Чем значительнее по длине канала уменьшается угол между вектором относительной скорости и его осью, тем меньше прозрачность решетки, которая оценивается коэффициентом прозрачности m , принимающим значения от 1 до 0. Величина m зависит от густоты решетки, выражаяющейся отношением длины l хорды профиля (длины межлопаточного канала) к шагу t расстановки лопастей (ширине канала). Известно, что при густоте решетки $l/t \geq 1,3$ ее можно считать практически непрозрачной при любых условиях обтекания и принимать $m = 0$ [2]. Отметим, что величина t корректируется после определения количества лопаток в рабочих колесах по формуле

$$z = \frac{\pi D_{\text{cp}}}{t}, \quad (5)$$

которые являются целочисленной величиной.

Длина хорды профиля лопаток в рабочих колесах статора и ротора определяется по формуле

$$b = \sqrt{S^2 + \delta_{\max}^2}. \quad (6)$$

Радиальная длина лопаток l с целью упрощения изготовления цельнолитых рабочих колес должна быть не меньше 0,1 длины среднего диаметра D_{cp} колеса. В этом случае лопатки могут иметь цилиндрическую (незакрученную по длине) форму.

Шаг установки лопастей должен удовлетворять условию $l/t \geq 1,3$. Значительное превышение этой величины приводит к росту линейных потерь энергии в лопаточных каналах и снижению гидравлического КПД турбины [1].

Решетки лопастей должны обеспечивать плавный поворот потока при его относительном движении в канале от угла γ_1 на входе до γ_2 на выходе. Для обеспечения плавности разворота потока принимаем линейное измерение угла γ от входа к выходу вдоль оси решетки x в соответствии с выражением

$$\gamma = \gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} \chi. \quad (7)$$

После дифференцирования и интегрирования формулы (7) получим следующее выражение:

$$\delta = \delta_0 \frac{S}{\gamma_1 - \gamma_2} \ln \left[\frac{\cos \left(\gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} x \right)}{\cos \gamma_1} \right], \quad (8)$$

где y_0 – начальная координата средней линии потока на входе в решетку.

Профилизирование лопастей производится после построения трех линий соответственно для статора и ротора, удовлетворяющих уравнению (8).

Задавшись радиусом дуги окружности входной кромки лопаты r_1 и ориентировочным значением ширины среза Δ , находим радиус R дуги окружности вогнутой поверхности лопаты из уравнения

$$\begin{aligned} \delta_s + 0,5\Delta + R \cos(\gamma_2) &= \\ &= \sqrt{(R + r_1)^2 - (S - r_1 - R \sin(\gamma_2))^2}, \end{aligned} \quad (9)$$

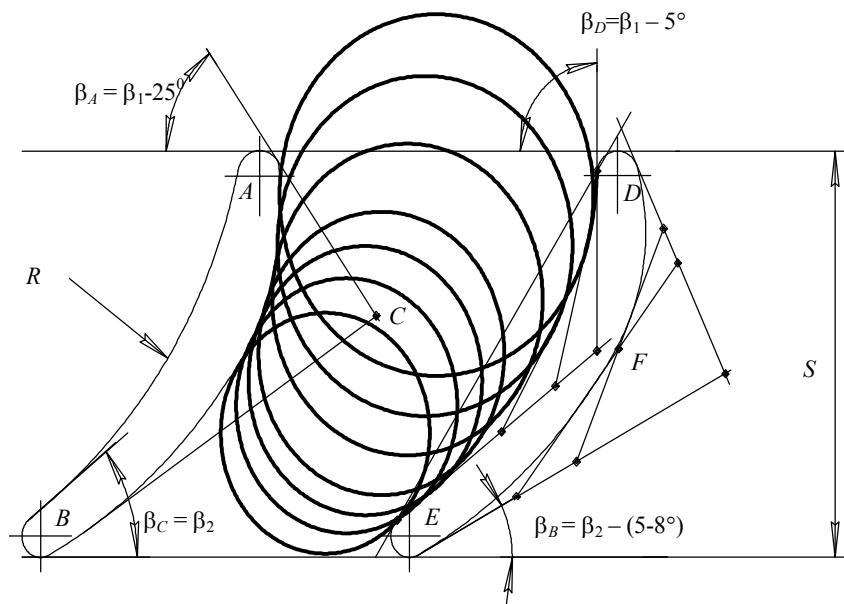


Рис.2. Построение профилей решетки гидротурбин

где y_s – значение координаты средней линии потока по уравнению (8) при $x = S$.

После построения дуги окружности радиуса R строится серия окружностей, касательных к этой дуге, с центрами на средней линии потока, определяющих конфигурацию межлопастного канала. Линия тыльной поверхности лопасти может представлять собой кривую, состоящую из трех дуг окружностей, средняя из которых является касательной к окружностям, вписанным в межлопастной канал, а две другие соединяют ее концы с входной и выходной кромками. Радиусы этих дуг окружностей определяются подбором, так, чтобы касательные к ним в точках совпадали. Пример построения профилей реактивной решетки представлен на рис.2 [2].

Радиальная длина лопастей вычисляется по формуле:

$$l_p = \frac{Q}{\tilde{N}_0 \pi D_{cp} \chi}, \quad (10)$$

где Q – расход прямоточной гидротурбины; D_{cp} – средний диаметр решетки лопастей;

χ – коэффициент стеснения потока, C_0 – осевая скорость потока.

Подводя итог, стоит отметить, что профилирование лопаток является одним из наиболее важных процессов в проектировании гидротурбин, так как это способствует снижению потерь энергии в проточной части а, следовательно, приводит к увеличению КПД. С учетом всех параметров можно переходить к конструированию гидротурбины в целом, ее опорных узлов, а также подводящего и отводящего каналов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маховиков Б.С. Обоснование параметров гидротурбины для привода механизмов при глубоководной добыче твердых полезных ископаемых / Б.С.Маховиков, Н.А.Екимов // Записки Горного института, Т.178. 2008.

2. Маховиков Б.С. Многоступенчатая прямоточная гидротурбина для машин подводной добычи // Записки СПГГИ(ТУ). Т.1(142). 1995.

3. Шорников В.В. Выбор оптимальных параметров прямоточной многоступенчатой гидротурбины для машин подводной добычи: Автореф. дис. ... канд. тех. наук / СПГГИ. СПб, 2001.

Научный руководитель д-р т.н. проф. Б.С.Маховиков