Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LXV вып. 1, 1973 г.

РАСЧЕТ ВХОДНЫХ УГЛОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ АКТИВНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Б. С. Маховиков

Экспериментальные и теоретические исследования, проводимые в ЛГИ по созданию двухступенчатой активной гидротурбины с наклонноструйными ступенями *, гидродинамическая схема которой представлена на рисунке, показали, что характеристики таких турбин вполне отвечают задачам турбопривода на гидрошахтах и имеют ряд преимуществ. Из них наиболее важны сравнительно низкая удельная быстроходность двухступенчатого турбодвигателя, малый радиальный размер и характерный для двигателя осевой отвод отработавшей воды. Как показали испытания экспериментального образца такого турбодвигателя, при правильном задании конструктивных параметров, по своему к. п. д. он может не уступать применяемым в настоящее время радиальным и ковшовым турбодвигателям.

Существенное влияние на величину к. п. д. двухступенчатой турбины оказывает правильный выбор угла установки ее сопла перед первой ступенью и углов входа и выхода потока в промежуточном направляющем аппарате. Углы подвода потока на ступенях должны соответствовать безударному его входу на лопасти при оптимальном режиме работы турбины с окружной скоростью u_c. Такие условия на первой ступени турбины имеют место при известном соотношении

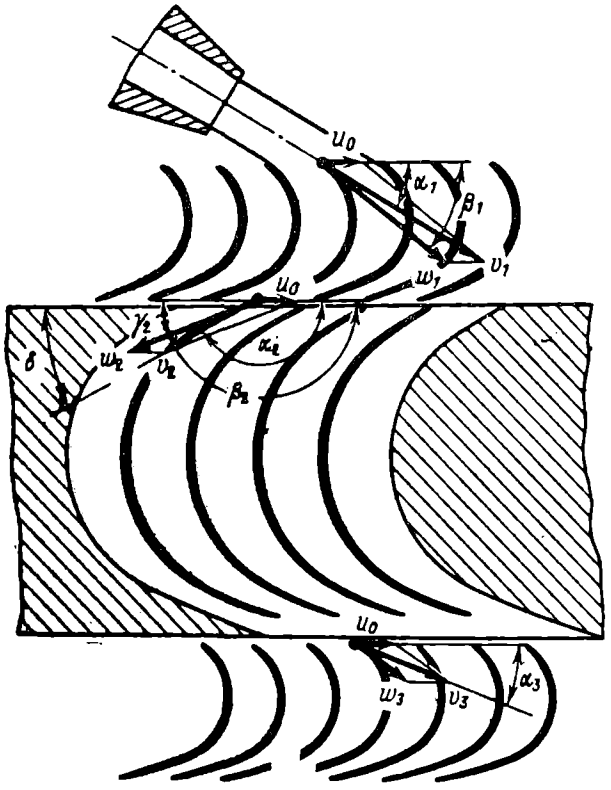
$$u_o = v_1 \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \beta_1}, \qquad (1)$$

где v_1 — скорость струи на входе в рабочее колесо первой ступени; α_1 — угол установки направляющего аппарата; β_1 — входной угол лопастей рабочего колеса, принимаемый равным 38° на первой и второй ступени.

Оптимальные режимы работы всей двухступенчатой активной турбины и ее второй ступени совпадают. При этом для второй ступени

* Маховиков Б. С. Многоступенчатая активная гидротурбина для шахтного гидропривода. Изв. вузов, Горный журн., 1969, № 11.

Маховиков Б. С. О гидравлическом к. п. д. двухступенчатого активного турбодвигателя. — В сб. «Новое в горной электромеханике». Изд. ЛГИ, 1969.



Гидродинамическая хема двухступенчатой активной гидротурбины.

характерны зависимости, используемые в расчетах одноступенчатых наклонноструйных гидротурбин, на основании которых окружная скорость рабочего колеса ступени в оптимальном режиме может быть определена по формуле

$$u_0 = v_3 \zeta_2 \frac{\sin \alpha_3}{\sin \beta_1}, \quad (2)$$

где v_3 скорость струйного потока на входе в рабочее колесо второй ступени; α_3 — угол входа потока; ζ_2 коэффициент, характеризующий гидравлические потери на лопастях колеса второй ступени турбины.

Угол входа потока на рабочее колесо второй ступени, соответствующий выходному углу промежуточного направляющего аппарата, можно найти из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\sin \beta_1}{\zeta_2 + \cos \beta_1} \quad (3)$$

Если пренебречь потерями энергии на колесе, зависимость (3) упрощается и принимает вид

$$\alpha_3 = \frac{\beta_1}{2}, \quad (4)$$

соответствующий виду выражения, получаемого из анализа рабочего процесса наклонноструйных гидротурбин на основе уравнения Эйлера.

Значение угла α_1 должно определяться из совместного решения уравнений (1) и (2), для чего необходимо предварительно найти зависимость между скоростями v_1 и v_3. Величину скорости v_3 можно определить, исходя из величины v_2 — абсолютной скорости потока на выходе из рабочего колеса первой ступени с учетом гидравлических потерь на разворот и формирование потока в промежуточном направляющем аппарате с помощью коэффициента $\varphi_{\text{п.а}}$, т. е.

$$v_3 = \varphi_{\text{п.а}} v_2. \quad (5)$$

Из треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса первой ступени следует

$$\left.\begin{aligned} v_1^2 &= u_0^2 + w_1^2 \quad 2u_0 w_1 \cos\beta_1, \\ v_2^2 &= u_0^2 + w_2^2 - 2u_0 w_2 \cos\gamma_2, \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

где w_1 и w_2 — относительные скорости потока на входе и выходе из колеса первой ступени; γ_2 — угол, дополняющий до 180° выходной угол β_2 лопастей рабочего колеса ($\gamma_2 = 180° - \beta_2$), принимаемый одинаковым на первой и второй ступени.

Учитывая гидравлические потери на колесе

$$w_2 = \zeta_1 w_1, \tag{7}$$

пользуясь соотношениями

$$\frac{v_1}{\sin\beta_1} = \frac{w_1}{\sin\alpha_1} = \frac{u_0}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)},$$

находим зависимость между скоростями v_2 и v_1

$$v_2 = v_1 \sqrt{1 - \frac{(1-\zeta_1^2)\sin^2\alpha_1}{\sin^2\beta_1} - 2\frac{\sin\alpha_1 \sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin^2\beta_1}(\cos\beta_1 + \zeta_1 \cos\gamma_2)} \tag{8}$$

где ζ_1 — коэффициент, характеризующий гидравлические потери на лопастях колеса первой ступени.

Приравняв правые части равенств (1) и (2) и воспользовавшись выражениями (5) и (7), после преобразований получим

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{\dfrac{\cos\beta_1 + \zeta_1\cos\gamma_2}{\sin\beta_1} - \dfrac{\sin\beta_1\cos\beta_1}{\varphi_{\text{н.а}}^2 \zeta_2^2 \sin^2\alpha_3} + \zeta_1 \sqrt{\dfrac{1}{\varphi_{\text{н.а}}\zeta_2^2\sin^2\alpha_3} - \left(\dfrac{\sin\gamma_2}{\sin\beta_1}\right)^2}}{\dfrac{1}{\sin^2\beta_1}(\zeta_1^2 + 2\zeta_1\cos\beta_1\cos\gamma_2 + \cos^2\beta_1) - \dfrac{\cos^2\beta_1}{\varphi_{\text{н.а}}^2\zeta_2^2\sin^2\alpha_3}} \tag{9}$$

Входной угол δ направляющих лопаток промежуточного направляющего аппарата должен соответствовать в оптимальном режиме работы турбины безударному переходу потока от рабочего колеса первой ступени в его каналы. Это обеспечивается при $\delta = 180° - \alpha_2$.

Величину α_2 — угла схода потока с рабочего колеса первой ступени при оптимальном режиме работы турбины — можно найти совместным решением

$$\frac{u_0}{w_1} = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\alpha_1} \quad \text{и} \quad \frac{u_0}{w_2} = \frac{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}{\sin\alpha_2}.$$

С учетом выражения (7) получаем

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{\zeta_1 \sin\beta_2}{\dfrac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\alpha_1} + \zeta_1\cos\beta_2}. \tag{10}$$

Переходя от α_2 и заменяя угол β_2 дополняющим его до 180° углом γ_2, получаем

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{\zeta_1 \sin\gamma_2}{\zeta_1 \cos\gamma_2 - \dfrac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\alpha_1}}. \qquad (11)$$

Зависимости (3), (9), (11) позволяют определить необходимые конструктивные углы двухступенчатой активной гидротурбины.