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

ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПО ПУТИ ПОТОКА В НАКЛОННОСТРУЙНОЙ ГИДРОТУРБИНЕ НА ЕЕ ПАРАМЕТРЫ

Б. С. Маховиков

Анализ рабочего процесса наклонноструйной гидротурбины [1, 2] на основе уравнения Эйлера показывает, что гидравлический к. п. д. ее рабочего колеса выражается соотношением

$$\eta_{\text{г.к}} = \frac{2\sin\alpha_1 \sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin^2\beta_1}(\cos\beta_1 - \xi\cos\beta_2), \tag{1}$$

где α_1 — угол установки направляющего аппарата; β_1, β_2 — входной и выходной углы лопасти рабочего колеса; ξ — коэффициент, характеризующий величину гидравлических потерь потока на лопасти.

Гидравлический к. п. д. турбины может быть найден из выражения

$$\eta_{\text{г}} = \varphi_{\text{с}}^2 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{г.к}}, \tag{2}$$

где $\varphi_{\text{с}}$ — коэффициент истечения из сопла гидротурбины; $\eta_{\text{в}}$ — к. п. д. транспортирования энергии струей воды в воздухе от сопла до рабочего колеса [3],

$$\eta_{\text{в}} = 1 - \frac{1{,}5376}{a}\left(\frac{x}{d_0}\right) + \frac{1{,}1032}{a^2}\left(\frac{x}{d_0}\right)^2 \tag{3}$$

x/d_0 — относительное расстояние от сопла диаметром d_0 до входа струи в рабочее колесо; a — экспериментальный коэффициент турбулентной структуры струи, полученный на основе обработки опытных данных ИГД им. А. А. Скочинского о влиянии числа Рейнольдса на относительную длину начального участка струи [4].

Исследование на максимум выражения (1) показывает, что наибольшей эффективностью обладает турбина при $\alpha_1 = 0$, $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 180°$ При $\beta_1 \neq 0$ и $\xi = 1$ (т. е. в случае пренебрежения гидравлическими потерями на лопасти) максимальный к. п. д. турбины имеет место при $\alpha_1 = \beta_1/2$. Найденные таким образом закономерности указывают, что треугольник скоростей потока на входе его в рабочее колесо должен быть равнобедренным.

Зависимость между оптимальной окружной скоростью колеса абсолютной скоростью струи на входе в колесо имеет вид

$$u_{\text{т}} = v_1 \frac{1}{2\cos\alpha_1}. \tag{4}$$

Скорость потока на входе в колесо вычисляется из выражения

$$v_1 \quad \varphi_c \varphi_в \sqrt{2gH} \tag{5}$$

где H — напор воды, срабатываемый на турбине; $\varphi_в$ коэффициент, учитывающий гидравлические потери струи при движении ее в воздухе между соплом и колесом.

Коэффициент $\varphi_в$ может быть определен из вычислений среднего кинетического напора струи на основе функции, описывающей поле скоростей в начальном участке [3], и связан с $\eta_в$ зависимостью

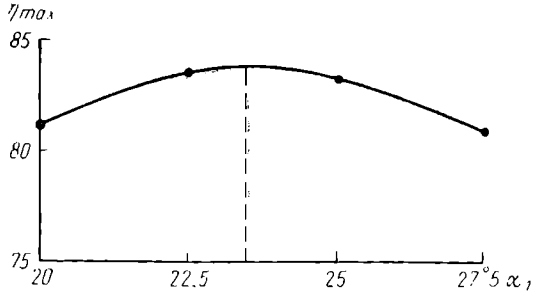
$$\varphi_в = \sqrt{\eta_в}. \tag{6}$$

Отсюда скоростной коэффициент турбины с учетом названных гидравлических потерь потока выражается соотношением

$$U = \frac{\varphi_c \varphi_в}{2\cos \alpha_1} \tag{7}$$

Зависимость (7) показывает, что на величину скоростного коэффициента турбины не влияют гидравлические потери потока на лопасти. Вместе с тем очевидно, что названные потери несколько искажают рабочий процесс гидротурбины. В результате замедления относительного движения потока на лопасти абсолютная скорость его на выходе увеличивается при соответствующем отклонении направления вектора в сторону вращения колеса. С ростом абсолютной скорости потока на выходе уменьшается и гидравлический к. п. д. турбины. Снизить выходные потери потока можно, уменьшив окружную скорость колеса. Однако при угле установки направляющего аппарата $\alpha_1 = \beta_2/2$ это невыгодно, так как сопровождается ухудшением к. п. д. из-за возникновения дополнительных потерь энергии потока на удар при входе. Уменьшение окружной скорости колеса при сохранении оптимальных условий входа обеспечивается увеличением угла установки направляющего аппарата. В этом случае некоторое уменьшение окружной скорости сопровождается более полным использованием энергии потока в колесе.

Расчеты по формуле (1) при $\xi = \text{const}$ показывают, что с увеличением угла установки направляющего аппарата в определенных пределах к. п. д. наклонноструйной гидротурбины остается практически неизменным, а по экспериментальным данным И. Ф. Щипулина [1] даже несколько увеличивается согласно зависимости, приведенной на рисунке. Из рисунка видно, что максимум к. п. д. турбины с входным углом лопасти $\beta = 45°$ имеет место при $\alpha_1 \quad \beta_1/2$ (более 23° вместо рекомендуемого из анализа теоретического процесса 22°30′).



Зависимость $\eta_{max} = f(\alpha_1)$.

Таким образом, наличие гидравлических потерь на лопасти допускает некоторое уменьшение окружной скорости колеса без ухудшения к. п. д. турбины. По-

этому оптимальную окружную скорость колеса турбины можно определять по формуле

$$U_0 = v_1 \frac{\varphi_к}{2\cos \alpha_1}, \tag{8}$$

где $\varphi_к$ коэффициент, учитывающий допустимое снижение скорости вращения колеса, вызванное гидравлическими потерями на лопасти.

Скоростной коэффициент турбины в этом случае выразится зависимостью

$$u_0 = \frac{\varphi_с \varphi_в \varphi_к}{2\cos \alpha_1} \tag{9}$$

Для определения зависимости между коэффициентами $\varphi_к$ и ξ сопоставим треугольники скоростей для теоретического $(\xi = 1)$ и реального $(\xi < 1)$ процессов. Для теоретического процесса можно записать

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_т}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} &= \frac{v_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_т}{\sin \alpha_1}; \\ \frac{u_т}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} &= \frac{v_2}{\sin \beta_2} = \frac{w_т}{\sin \alpha_2}, \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

где α_2 — угол выхода потока из колеса (в абсолютном движении); $w_т$ — оптимальная для теоретического процесса скорость потока в относительном движении; v_2 — абсолютная скорость потока на выходе из колеса.

В реальных условиях, полагая, что в оптимальном режиме направление абсолютного движения потока на выходе совпадает с направлением его при теоретическом процессе, аналогичные зависимости имеют вид

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_0}{\sin(\beta_1 - \alpha_1')} &= \frac{v_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_{01}}{\sin \alpha_1'}; \\ \frac{u_0}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} &= \frac{v_2'}{\sin \beta_2} = \frac{w_{02}}{\sin \alpha_2}, \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

где α_1' — оптимальный угол установки направляющего аппарата турбины; w_{01} и w_{02} — оптимальные величины относительной скорости потока на лопасти со стороны входа и выхода; v_2' — абсолютная скорость потока на выходе в оптимальном режиме для реальных условий.

Так как в реальных условиях $w_{02} = \xi w_{01}$, то из уравнения (11) можно получить

$$\frac{u_0}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} = \frac{\xi w_{01}}{\sin \alpha_2} \tag{12}$$

Сопоставив первые из равенств (10) и (11), получим

$$w_{01} = w_т \frac{\sin \alpha_1'}{\sin \alpha_1} \tag{13}$$

Подставив уравнение (13) в (12) и сопоставив результат с выражением

$$u_т = w_т \frac{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}{\sin \alpha_2}$$

а также из сравнения формул (4) и (8) находим, что

$$u_0 = \varphi_к u_т,$$

т. е.

$$\varphi_к = \xi \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_1}. \qquad (14)$$

Из этой формулы следует, что при $\alpha_1 = \alpha_1$ оптимальная скорость колеса уменьшается по сравнению с теоретической пропорционально величине ξ. Однако в этом случае, как уже упоминалось, наблюдаются потери энергии на удар при входе потока в колесо. Для определения оптимального угла установки направляющего аппарата подставляем выражение (14) в формулу (8) и, имея в виду, что $\beta_1 = 2\alpha_1$, получаем

$$u_0 = v_1 \xi \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} \qquad (15)$$

Сопоставив это уравнение с первым из равенств (11), после преобразований найдем

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\sin \beta_1}{\xi + \cos \beta_1}. \qquad (16)$$

Так, например, при $\xi = 0{,}94$ и $\beta_1 = 45°$ из формулы (16) получим $\alpha_1' = 23° 20'$

Выводы

1. При расчете к. п. д. и номинального значения окружной скорости колеса наклонноструйной гидротурбины следует учитывать гидравлические потери на всем пути следования потока в турбине.

2. Замедление потока в относительном его движении на лопасти необходимо учитывать при определении оптимальной величины угла установки направляющего аппарата наклонноструйной гидротурбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щипулин И. Ф. Наклонноструйная гидротурбина. Тр. ВИГМ, вып. 19. Машгиз, 1956.

2. Эдель Ю. У Ковшовые гидротурбины. Машгиз, 1963.

3. Маховиков Б. С. Приближенное решение задачи о начальном участке незатопленной струи. Изв. вузов, Горный журн., 1969, № 5.

4. Никонов Г. П. и др. Основные положения теории формирования гидромониторной струи. Изд. ИГД им. А. А. Скочинского, 1966.