

Зимницкий Владимир Анатольевич
v_sim@mail.ru

Зимницкий Алексей Владимирович

ПРИНЦИП МИНИМУМА ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ В ГИДРОМАШИНАХ

Аннотация. В статье приведено решение задачи по определению структуры потока на нерасчётных режимах из условия минимума диссипации энергии применительно к выходному сечению рабочего колеса на примере насосной ступени. Показано, что с помощью принципа минимума диссипации можно решить многие вопросы в гидромашинах.

Ключевые слова: энергия, гидромашинa, диссипация.

Zimnitskii Vladimir
v_sim@mail.ru
Zimnitskii Alexey

THE PRINCIPLE OF MINIMUM ENERGY DISSIPATION IN HYDRAULIC MACHINES

Abstract. The paper presents the solution of the problem to determine the flow structure on non-calculated modes from the condition of minimum energy dissipation applied to the output section of the impeller by the example of a pump stage. It is shown that with the help of mini-dissipation principle it is possible to solve many problems in hydraulic machines.

Keywords: energy, hydraulic machine, dissipation.

В ряде работ [3, 7, 8] показано, что движение рабочей жидкости в лопастной машине подчиняется условию сохранения максимума энергии (минимума диссипации энергии) в её выходном

сечении: $E_{\text{ВЫХ}} = E_{\text{МАХ}}$. При этом, на нерасчётных режимах работы гидромашины (насоса или гидротурбины) поток рабочей жидкости может быть разделён на следующие зоны: основной поток протекания (транзитно следующий через рабочее колесо) и кольцевые вихри [4]. Условие $E_{\text{ВЫХ}} = E_{\text{МАХ}}$ предусматривает, что в зоне основного потока имеет место минимум гидравлических потерь (или минимум диссипации энергии). Принципу минимума диссипации подчиняются многие процессы. В частности, в соответствии с этим принципом формируется русло реки.

Экспериментальные исследования [4, 5] показали, что в зоне основного потока меридианная составляющая скорости V_{m1} перед рабочим колесом (РК) насоса, вследствие стеснения входного сечения кольцевым вихрем, имеет при всех подачах значения, обеспечивающие малые ударные потери на входе в РК.

В работе [6] выполнено определение структуры потока на входе в насосное колесо из условия $E_{\text{ВЫХ}} = E_{\text{МАХ}}$. В настоящей статье решается подобная задача применительно к выходному сечению РК на примере насосной ступени (рисунок 1). Будем рассматривать случай, когда перед входом в ступень установлен направляющий аппарат (НА) с радиальными лопатками. При этом, на основании опытных данных [4, 5], будем полагать, что эпюры скоростей в сечениях I–I, II–II и III–III имеют вид, показанный на рисунках 1 и 2. Здесь $V_{m1, cp}$, $V_{m2, cp}$, $V_{m3, cp}$ – меридианные скорости в зоне основного потока в сечениях I–I, II–II и III–III.

Для обеспечения равенства $E_{\text{ВЫХ}} = E_{\text{МАХ}}$, значение меридианной скорости $V_{m2, cp}$ на выходе РК должно удовлетворять соотношению:

$$\frac{\partial E_{\text{ВЫХ}}}{\partial V_{m2, cp}} = 0. \quad (1)$$

Энергия $E_{\text{ВЫХ}}$ может быть найдена по средним значениям параметров основного потока:

$$E_{\text{ВЫХ}} = E_{\text{III}} = \int_{f_3} V_{m3, \text{cp}} [\Delta h_1 + H_{\text{T}} - h_{\text{wk}} - h_{\text{wo}}] df \cong$$

$$\cong f_3 V_{m3, \text{cp}} \left[\begin{array}{l} \Delta h_1 + \frac{V_{u2, \text{cp}} u_2}{g} - \xi_{\text{y.к}} \frac{V_{u1, \text{cp}}^2}{2g} - (\xi_{\text{диф.к}} + \xi_{\text{тр.к}}) \frac{V_{m1, \text{cp}}^2}{2g} - \\ - \xi_{\text{y.о}} \frac{\Delta V_{u2, \text{cp}}^2}{2g} - (\xi_{\text{диф.о}} + \xi_{\text{тр.о}}) \frac{V_{m2, \text{cp}}^2}{2g} \end{array} \right], \quad (2)$$

где f_3 – площадь сечения III–III; Δh_1 – подпор на входе в ступень; $H_{\text{T}} = (V_{u2, \text{cp}} \cdot u_2) / g$ – теоретический напор ступени; $V_{u2, \text{cp}}$ – окружная составляющая скорости в зоне основного потока на выходе РК, u_2 – переносная скорость на выходе РК, g – ускорение силы тяжести, h_{wk} , h_{wo} – гидравлические потери в РК и отводе, $\xi_{\text{y.к}}$, $\xi_{\text{диф.к}}$, $\xi_{\text{тр.к}}$ – коэффициенты потерь ударных, диффузорных и на трение для отвода, $\Delta V_{u1, \text{cp}}$, $\Delta V_{u2, \text{cp}}$ – изменение окружной составляющей скорости в зоне основного потока на входных кромках лопастей РК и зуба спирали отвода.

Отметим, что полученное выражение для определения $E_{\text{ВЫХ}}$ не учитывает передачу энергии от кольцевого вихря основному потоку, что, по данным экспериментов [4], из-за вязкости рабочей жидкости, имеет место.

Из выражения (2), принимая в первом приближении коэффициенты потерь постоянными и учитывая, что при фиксированном режиме скорости $V_{m1, \text{cp}}$ и $V_{m2, \text{cp}}$ являются независимыми переменными, получим:

$$\xi_{\text{y.к}} \frac{\partial (\Delta V_{u2, \text{cp}})^2}{\partial V_{m2, \text{cp}}} + (\xi_{\text{диф.о}} + \xi_{\text{тр.о}}) \frac{V_{m2, \text{cp}}}{g} = 0. \quad (3)$$

Найдём $\Delta V_{u2, \text{cp}}$ из треугольников скоростей в зоне основного потока:

$$\Delta V_{u2, \text{cp}} = \frac{u_2 - V_{m2, \text{cp}} \operatorname{ctg} \beta_2}{1 + p} \cdot \frac{R_2}{R_{\text{1отв}}} - \frac{b_2}{b_{\text{1отв}}} \cdot \frac{R_2}{R_{\text{1отв}}} \cdot \frac{k_{\text{1отв}}}{k_2} \cdot V_{m2, \text{cp}} \operatorname{ctg} \alpha_3 = \left(\frac{u_2}{1 + p} - AV_{m2, \text{cp}} \right) \cdot \frac{R_2}{R_{\text{1отв}}}, \quad (4)$$

где $A = (b_2/b_{\text{отв}}) \cdot (k_{\text{отв}}/k_2) \cdot \text{ctg}\alpha_3 + (1/1+p) \cdot \text{ctg}\beta_2$ – безразмерный коэффициент.

Здесь β_2, b_2, k_2 – угол наклона лопасти, ширина канала и коэффициент стеснения потока на выходе РК, $\alpha_3, b_{\text{отв}}, k_{\text{отв}}$ – угол

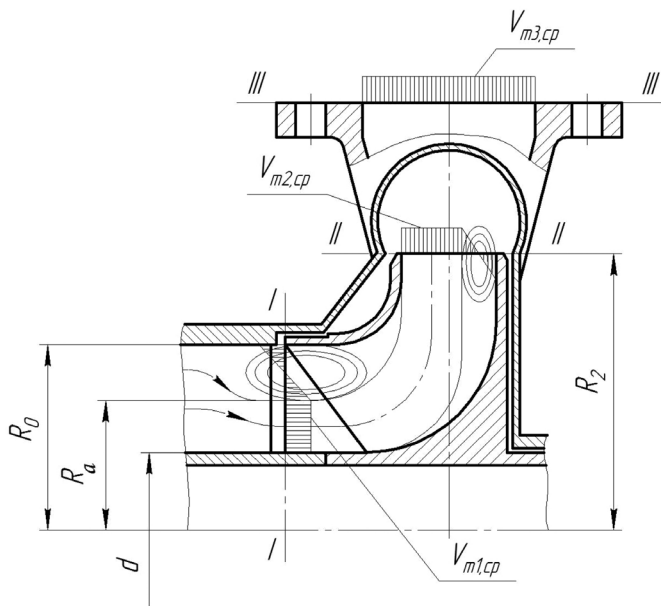


Рис. 1. Структура потока в проточной части насоса на режимах малых подач

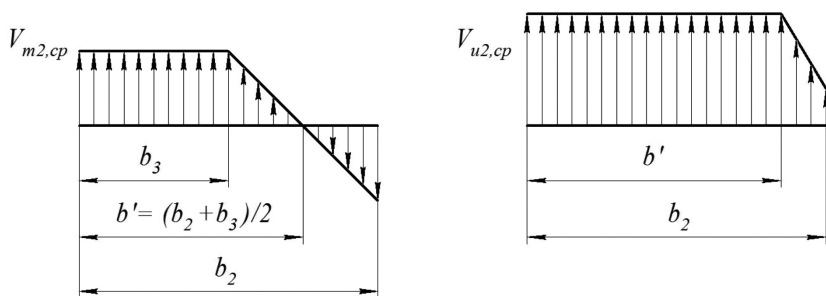


Рис. 2. Эпюры скоростей в сечении на выходе РК

наклона лопатки (зуба спирали), ширина канала и коэффициент стеснения потока на входе отвода, R_2 , $R_{1\text{отв}}$ – наружный радиус РК и радиус на входе в отвод, p – поправка на конечное число лопастей РК.

Подставив выражение для $\Delta V_{u2, \text{cp}}$ в равенство (2), после преобразований получим:

$$V_{m2, \text{cp}} = \frac{1}{1+p} \cdot u_2 \cdot \left(A + \frac{\xi_{\text{диф.о}} + \xi_{\text{тр.о}}}{A \xi_{\text{у.о}}} \cdot \left(\frac{R_{1\text{отв}}}{R_2} \right)^2 \right)^{-2}. \quad (5)$$

Найдём меридианную скорость на выходе РК, соответствующую безударному входу потока на зуб спирального отвода.

Полагая в выражении (3) $\Delta V_{u2, \text{cp}} = 0$, имеем:

$$V_{m2, \text{cp}} = V_{m2, \text{безуд}} = \frac{1}{A(1+p)} \cdot u_2. \quad (6)$$

Соответственно, зависимость (5) может быть преобразована к виду:

$$\bar{V}_{m2, \text{cp}} = \frac{V_{m2, \text{cp}}}{V_{m2, \text{безуд}}} = \frac{1}{1 + \frac{\xi_{\text{диф.о}} + \xi_{\text{тр.о}}}{A^2 \xi_{\text{у.о}}} \cdot \left(\frac{R_{1\text{отв}}}{R_2} \right)^2}. \quad (7)$$

Введём допущение о постоянстве коэффициентов потерь $\xi_{\text{диф.о}}$, $\xi_{\text{тр.о}}$ на всех режимах работы ступени (последнее можно обосновать тем, что в зоне основного потока протекания из-за его стеснения кольцевыми вихрями имеют место близкие условия течения на всех подачах). Тогда

$$\begin{aligned} \xi_{\text{диф.о}} + \xi_{\text{тр.о}} &= (1 - \eta_{\text{Г.отв}}) \cdot \frac{2gH_{\text{т. расч}}}{V_{m2, \text{расч}}^2} = 2 \cdot (1 - \eta_{\text{Г.отв}}) \cdot K_{u2} \cdot \frac{u_2^2}{V_{m2, \text{безуд}}^2} \cong \\ &\cong 2 \cdot (1 - \eta_{\text{Г.отв}}) \cdot K_{u2} \cdot (1+p)^2 \cdot A^2. \end{aligned} \quad (8)$$

где $\eta_{\text{Г.отв}}$ – гидравлический КПД отвода на расчётном режиме, $H_{\text{т. расч}}$ – теоретический напор ступени на расчётном режиме,

$K_{u2} = 1,87n_s^{-0,26}$ – коэффициент напора [1, 2], n_s – коэффициент быстроходности ступени [1, 2], $V_{m2, \text{cp}} \approx V_m$, беззуд – меридианная скорость на выходе РК на расчётном режиме.

Подставляя соотношение (8) в зависимость (7) и принимая в первом приближении $\xi_{y.o} = 0,5$, т. к. углы атаки в зоне основного потока согласно эксперименту не превышают 10° , окончательно имеем

$$\bar{V}_{m2, \text{cp}} = \frac{1}{1 + 4 \cdot (1 - \eta_{\Gamma.K}) \cdot K_{u2} \cdot (1 + p)^2 \cdot \left(\frac{R_{\text{лотв}}}{R_2} \right)^2}. \quad (9)$$

На рисунке 3 приведена зависимость $\bar{V}_{m2, \text{cp}} = f(n_s)$, построенная в соответствии с формулой (9) при $\eta_{\Gamma.\text{отв}} = 0,95$, $p = 0,35$, $R_{\text{лотв}}/R_2 = 1,05$. Как видно, с увеличением коэффициента быстроходности ступени, значение меридианной скорости в зоне основного потока повышается.

Следует отметить, что использованный подход для расчёта параметров потока на выходе РК насоса может быть применён для определения картины течения в сечениях ПЧ любой лопастной гидравлической гидромашины, в том числе в гидротурбине. Предлагаемый подход был использован при разработке насоса с двухвальной конструкцией [8], у которого для повышения всасывающей способности насоса РК первой ступени установлено на отдельном ведомом валу. Ведомый вал соединён с вращающимся направляющим аппаратом (НА) второй ступени двухвального

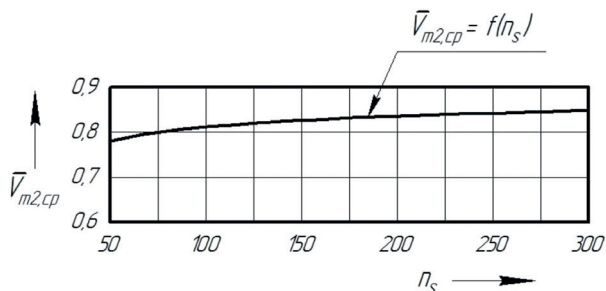


Рис. 3. Зависимость относительной меридианной скорости на выходе РК в зоне основного потока от быстроходности насоса

насоса. Вращающий НА выполняет функции приводной гидротурбины, частота вращения которой n_2 значительно ниже частоты вращения n_1 основного вала, где размещено РК второй ступени. Принцип минимума диссипации энергии в ПЧ двухвального насоса в работе [8] был использован для анализа потока и определения момента на лопастной системе вращающего НА при различных режимах работы. Была получена расчётная зависимость отношения частот вращения приводной турбины (вращающегося НА) и высокооборотного РК двухвального насоса от подачи. Результаты расчёта согласуются с опытными данными.

С помощью данного принципа можно определить также моменты гидравлического торможения на входе и выходе РК при малых подачах для насосов различной быстроходности, критические режимы образования противотоков в ПЧ гидромашин.

Список литературы

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. — Л. : Машиностроение, 1966. — 364 с.
2. Лопастные насосы : справочник // Под общей редакцией В. А. Зимницкого и В. А. Умова. — Л. : Машиностроение, 1986. — 334 с.
3. Зимницкий В. А. О причинах возникновения противотоков на режимах малых расходов. — № 11. — Л. : Энергомашиностроение, 1968.
4. Горгиджаниян С. А., Грянко Л. П., Зимницкий В. А. Структура потока при входе центробежное колесо насоса // Труды ЛПИ. — 1968. — № 310.
5. Грянко Л. П., Зимницкий В. А. Баланс энергии ступени углесоса / Труды ЛПИ. — 1972. — № 323.
6. Грянко Л. П., Зимницкий В. А. Определение структуры потока на входе в насосное колесо // Лопастные насосы — Л. : Машиностроение, 1975.
7. Грянко Л. П., Зимницкий В. А. К вопросу о расчетном определении меридианной скорости в зоне основного потока на входе в насосное колесо / Известия ВУЗов, Энергетика. — 1975. — № 2.
8. Гаркави В. А., Грянко Л. П., Зимницкий В. А. Анализ работы двухвального насоса на режимах недогрузки / Известия ВУЗов, Энергетика. — 1987. — № 9.