

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИНЫ ДЛЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ ПРИ ГЛУБОКОВОДНОЙ ДОБЫЧЕ ТВЕРДЫХ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

Рассмотрено влияние входных и выходных углов статора и ротора на гидравлический КПД, порядок расчета и профилирование проточной части, механические характеристики прямооточной многоступенчатой гидротурбины для привода подводных машин и механизмов.

In article was considered following parameters: influence of input and output angles of stator and rotor on hydraulic efficiency coefficient, calculating sequence and construction of setting, mechanical characteristics of direct-flow multi-step hydro-turbine for driving of submarine machines and mechanisms.

Требования, предъявляемые к техническим средствам подводной добычи твердых полезных ископаемых, основаны, прежде всего, на влиянии глубины моря на эффективность рыхления грунта прямооточной многоступенчатой гидротурбиной, использующей в качестве энергоносителя морскую воду. Возможно применение и других средств, которые обеспечивают рыхление донной поверхности и использование подъемных средств добычи для обеспечения вертикальной доставки добытого со дна моря полезного ископаемого в приемный бункер судна, входящего в состав горного добычного комплекса.

Прототипом таких гидротурбин в подводных горных машинах являются приводные двигатели турбобуров, которые в совокупности образуют многоступенчатую конструкцию, ступени которой состоят из статора турбины, а последовательно соединенные рабочие колеса образуют ее ротор.

Современная промышленность не имеет широкого опыта применения подобных типов двигателей в подводных условиях, а потому в качестве начального этапа следует признать создание физической модели такой гидротурбины, ее испытания требуют больших материальных затрат для снижения возможных экономических рисков при соз-

дании гидравлической турбины. В частности, такие гидротурбины применяются для добычи железомарганцевых конкреций на шельфе. Проточная часть этих гидротурбин представлена решетками лопастей, показанными на рис.1.

В отличие от стесненных условий в скважине, использование таких гидравлических турбин в океане позволяет снять ограничения на величину диаметра решетки лопастей с целью повышения ее экономической эффективности.

Питание гидротурбины от источника морской воды непосредственно из акватории, если глубина моря составляет не менее 200 м, а давление воды на входе в решетку лопастей не превышает 2,0 МПа при истечении в среду с давлением, близким к атмосферному, вызывает чрезмерно большую угловую скорость ее рабочего колеса при большом массовом расходе. Такая гидротурбина может быть использована преимущественно в многоступенчатом исполнении. Для ограничения параметров потока, используемого гидротурбиной, следует обеспечить вход его непосредственно из акватории, а слив – в среду, где давление на требуемую величину меньше, чем на глубине. Такие условия обеспечиваются при использовании гидроподъемного трубопровода в

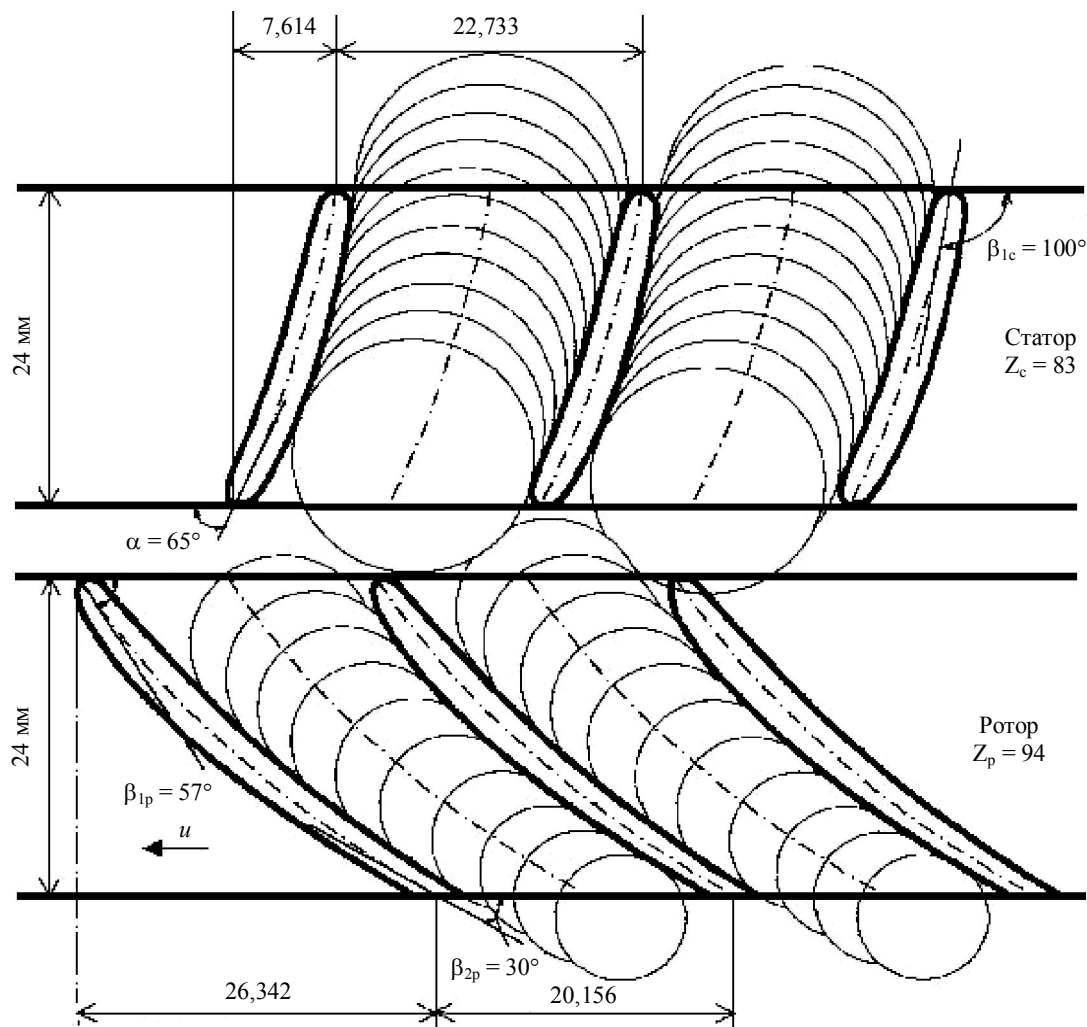


Рис. 1. Проточная часть прямооточной гидротурбины

глубоководном горно-добычном комплексе для вертикального подъема добытой горной массы в смеси с морской водой на поверхность.

Заметим, что водная среда является естественной для таких двигателей и обеспечивает безопасные условия эксплуатации подводной горной машины, повышение надежности и долговечности работы привода.

Анализ эффективности прямооточных гидротурбин, определяемый на основе компьютерного расчета их механических характеристик, позволил определить, достаточно высокий гидравлический КПД такой турбины (в одноступенчатом исполнении 75-77 %).

При реактивных решетках лопастей с входными углами статора и ротора $\beta_{1c} = 90^\circ$ и $\beta_{1p} = 42^\circ$, выходными $\beta_{2c} = 118^\circ$ и $\beta_{2p} = 27^\circ$.

Уменьшение угла входа потока β_{2p} с 27° до 25° увеличивается гидравлический КПД турбины примерно на 2 %, оптимальное значение угла β_{1p} в этом случае изменяется с 42° до 38° .

Углы β измеряются в направлении часовой стрелки между осью, противоположной вектору переносной скорости u , и касательными к средним линиям лопастей на входе и выходе. При этом угол входа потока в роторную решетку α_1 связан с β_{2c} соотношением $\alpha_1 = 180^\circ - \beta_{2c}$, а плавный (обычно называемый безударным) переход потока в оптимальном режиме работы гидротурбины из статорной решетки лопастей в роторную определяется соотношением

$$\operatorname{ctg} \beta_{1p} = \frac{\operatorname{ctg} \beta_{2p} - \operatorname{ctg} \alpha_1}{2}. \quad (1)$$

Как показывают результаты компьютерного моделирования, с ростом числа ступеней оптимальные значения входных и выходных углов решеток лопастей статора и ротора возрастают аналогично отмечавшимся ранее мощности и КПД гидротурбины.

Средние линии межлопаточных каналов в решетках лопастей статора и ротора, обеспечивающие плавный поворот потока при его движении, описываются уравнением [1]

$$y = \frac{S}{\gamma_1 - \gamma_2} \ln \left[\frac{\cos \left(\gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} x \right)}{\cos \gamma_1} \right], \quad (2)$$

где x и y – координатные оси, направленные вдоль оси гидротурбины и по фронту решетки; S – ширина решетки; $\gamma_1 = \beta_1 - 90^\circ$, $\gamma_2 = \beta_2 - 90^\circ$ – входной и выходной углы решетки; величина y имеет максимальное значение y_{\max} при $x = S$ на выходной кромке лопасти.

При изготовлении рабочих колес прямоточной гидротурбины с реактивными решетками лопастей методом литья под давлением шаг t установки по требованиям технологии, как видно из фрагмента, представленного на рис.2, должен быть больше или равным длине проекции лопасти на фронтальную плоскость, измеренную по средней линии фронта решетки. В этом случае величина t определяется на основе выражения

$$t = \frac{S}{\gamma_1 - \gamma_2} \ln \left(\frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \right) + \Delta, \quad (3)$$

где Δ – ширина среза выходной кромки лопасти фронтальной плоскостью решетки, связанной с толщиной лопасти δ соотношением

$$\Delta = \frac{\delta}{\sin \beta_2}. \quad (4)$$

Профилирование прямоточных лопастных систем направляющих аппаратов и рабочих колес [1] с учетом рекомендаций работы [2] показывает, что их решетки могут быть отнесены к разряду непрозрачных. Под прозрачностью решетки лопастей понимает-

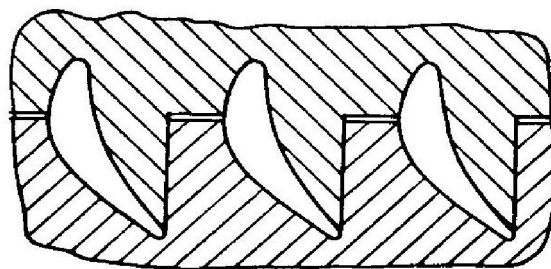


Рис.2. Литейные полуматрицы для изготовления рабочих колес гидротурбины

ся 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, выражающейся отношением длины ℓ хорды профиля (длины межлопаточного канала) к шагу t расстановки лопастей (ширине канала). При густоте решетки $(\ell/t) \geq 1,3$, ее можно считать практически непрозрачной при любых условиях обтекания и принимать $m = 0$. Прозрачность решетки лопастей учитывается при описании кинематики потока в решетках [3], оказывает влияние на потери энергии в них и на механическую характеристику гидротурбины. Отметим, что величина t корректируется после определения количества лопаток в рабочих колесах по формуле

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

которые являются целочисленной величиной.

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

$$b = \sqrt{S^2 + \dot{\alpha}_{\text{iax}}^2}. \quad (6)$$

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 $(\ell/t) \geq 1,3$. При соблюдении знака равенства в этом соотношении решетки лопастей становятся непрозрачными. Значительное превышение этой величины приводит к росту линейных потерь энергии в лопаточных каналах и снижению гидравлического КПД турбины.

Механическая характеристика гидротурбины в виде функции $M = M(\omega)$ (M – момент на валу; ω – его угловая скорость) существенно зависит от геометрии решетки лопастей и от вида характеристики питающей сети $H = H(Q)$ (H – напор потока, Q – его расход).

Известно, что если для одной какой-либо характеристики, питающей турбину источника, зависимость $M = M(\omega)$ известна, то ее с достаточной степенью точности можно пересчитать на другую по формулам подобия [4]. На этом основании характеристику $M = M(\omega)$ можно рассчитать вначале для постоянного расхода, $Q = \text{const}$, а затем скорректировать ее вид на данную характеристику питающей сети. При этом жесткость механической характеристики гидротурбины несколько уменьшается.

Очевидно, что через решетку лопастей направляющего аппарата и рабочего колеса гидротурбины проходит не весь расход Q_1 , так как часть его уходит в утечку через кольцевые зазоры между статором и ротором. Причем на механическую характеристику гидротурбины непосредственное влияние оказывает лишь та часть утечек, которая не проходит через решетку лопастей рабочего колеса ΔQ_p . Утечки через направляющий аппарат (статор гидротурбины) ΔQ_c сказываются на эффективности работы косвенно. Они частично оказывают влияние на величину гидравлического, а не объемного КПД.

В полноналивных многоступенчатых гидротурбинах с одинаковыми конструкциями ступеней перепады напоров и утечки

в каждой из них равны между собой. Утечки в ступенях и в турбине в целом одинаковы, а потому их объемные КПД равны, т.е. объемный КПД многоступенчатой гидротурбины не зависит от числа ее ступеней. С ростом числа ступеней уменьшается доля напора, выходящая из турбины на слив, а потому возрастает и гидравлический КПД.

Значения ΔQ_p могут быть определены по формуле

$$\Delta Q_p = \pi \mu D_\zeta \Delta \sqrt{2gI_{np}}, \quad (7)$$

где μ – коэффициент расхода кольцевого зазора; D_ζ и Δ – его наименьший диаметр и ширина, $D_\zeta \gg \Delta$; H_{cp} – разность статических напоров на входе и выходе роторной решетки лопастей.

В разных конструкциях гидротурбин ротор может находиться внутри статора или охватывать его. В последнем случае при прочих равных условиях площадь кольцевого зазора меньше, чем и обуславливается снижение утечек и повышение объемного КПД.

Перепад статического напора на роторной решетке любой ступени прямооточной гидротурбины в соответствии с уравнением Понселе находится из выражения

$$H_{cp} = \frac{w_2 - w_1}{2g} + h_p, \quad (8)$$

где w_1 и w_2 – относительные скорости потока на входе и выходе решетки лопастей; h_p – потери напора.

Следует отметить, что применительно к активной решетке ротора справедливо равенство $w_1 = w_2$.

Момент на валу гидротурбины определяется по формуле

$$M = 0,5\rho K Q D_o [c_o (\text{ctg } \alpha_1 + \text{ctg } \beta_{2p}) - u], \quad (9)$$

где c_o – осевая составляющая абсолютной скорости потока в проточной части турбины на входе в нее и на выходе из последней решетки лопастей ротора; u – переносная скорость потока в решетке ротора; α_1 – угол входа потока в рабочее колесо в абсолютном его движении; β_1 и β_{2p} – входной и вы-

ходной углы решетки лопастей ротора (в активной решетке $\beta_{1p} = \beta_{2p}$).

Отсюда $u_{\max} = 0,5D_0\omega_{\max}$ зависит от α_1 и β_{2p} согласно выражению

$$\frac{u_{\max}}{\tilde{n}_0} = \text{ctg } \alpha_1 + \text{ctg } \beta_{2p}. \quad (10)$$

Значение ω_0 или u_0 можно определить исследованием на максимум функции мощности турбины $N = M\omega$ на основе выражения (10). Соответствующие выкладки позволяют определить

$$\frac{u_0}{c_0} = \frac{\text{ctg } \alpha_1 + \text{ctg } \beta_{2p}}{2}. \quad (11)$$

Отсюда следует $u_{\max} = 2u_0$.

На основе параметров Q_{pi} и H_{ti} для каждого из значений u_i или $\omega_i = 2u_i / D_0$, можно вычислить объемный и гидравлический КПД гидротурбины

$$\eta_{oi} = \frac{Q_{pi}}{Q_0}; \quad \eta_{\dot{a}i} = \frac{K(H_{pi} - H_{cpi})}{H_{ti}}$$

Произведение объемного и гидравлического КПД обычно называют индикаторным КПД гидротурбины.

Момент, передаваемый исполнительному органу машины, меньше создаваемого ротором гидротурбины на величину потерь в ее опорах, т.е.

$$M_{\dot{A}i} = M - \Delta M_{\dot{i}0},$$

где $\Delta M_{\dot{i}0}$ – доля момента ротора, используемая на преодоление сопротивления в подшипниках и уплотнениях гидротурбины с номинальным диаметром ротора 600 мм, радиальной длиной лопастей 60 мм, углом потока в абсолютном движении на выходе из статора $\alpha_1 = 60^\circ$ и углами решетки лопастей на входе в ротор $\beta_{1p} = 52^\circ$ и в статор

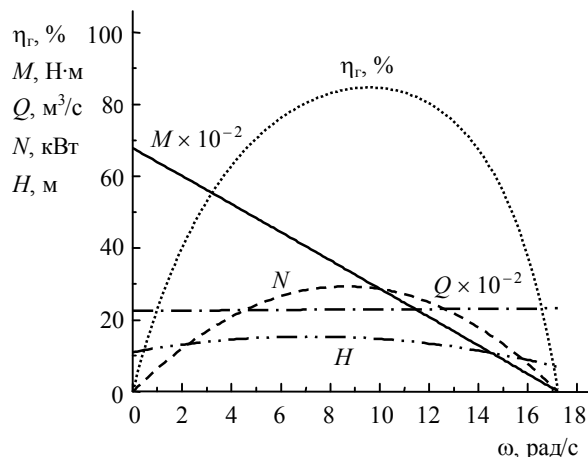


Рис.3. Механическая характеристика прямооточной многоступенчатой гидротурбины

$\beta_{1c} = 105^\circ$; на выходе из ротора $\beta_{2p} = 25^\circ$ при расходе потока воды $0,173 \text{ м}^3/\text{с}$ с напором на входе 32 м в оптимальном режиме работы. Механическая характеристика прямооточной гидротурбины представлена на рис.3. Максимальное значение индикаторного КПД такой гидротурбины достигает величины 0,846 при оптимальной угловой скорости $\omega_0 = 10,0 \text{ рад/с}$

Следует отметить, что КПД многоступенчатой прямооточной гидротурбины с ростом числа ступеней в определенных пределах увеличивается за счет снижения утечек (повышения объемного КПД гидротурбины).

ЛИТЕРАТУРА

1. Маховиков Б.С. Многоступенчатая прямооточная гидротурбина для машин подводной добычи // Записки Горного института. Том 142(1). СПб, 1995.
2. Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров / Г.А.Любимов, Б.Г.Любимов. Л.: Гостопиздат, 1963.
3. Маховиков Б.С. Гидротурбинный привод горных машин. Л.: Изд-во ЛГУ, 1985.
4. Касьянов В.М. Гидромашины и компрессоры: Учебник для вузов. М.: Недра, 1981.