ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАЛЬНООСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ДВОЙНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Канд.техн.наук доц.А.М.ГОХМАН,
канд.техн.наук В.Г.САМСОНОВ

Настоящая статья посвящена анализу процесса регулирования мощности в радиальноосевой гидротурбине двойного регулирования (РОДР).

Введем следующие обозначения (рис.I):

H – напор на турбине;
Q – расход через рабочее колесо турбины;
η – гидравлический к.п.д. турбины;
W – относительная скорость;
V – абсолютная скорость;
V_m – меридианная составляющая абсолютной скорости потока;
V_n – тангенциальная составляющая абсолютной скорости;
$U=2\pi r n$ – переносная скорость;
r – радиус любой точки в плане;
Δb_o – переменная часть высоты направляющего аппарата,
$b_o' = b_{o\,мин} + \Delta b_o$ – высота проточной части в зоне направляющего аппарата;
D_1 – диаметр турбины;
n – частота вращения турбины;
β_o – угол между средней линией выходного элемента лопатки направляющего аппарата в горизонтальном сечении и тангенциальным направлением;
a_o – открытие направляющего аппарата;
β_2 – угол между средней линией выходного элемента лопасти в сечении поверхностью тока и тангенциальным направлением;
α – угол между осью турбины и вектором абсолютной скорости потока;
$l = l_{мин} + \Delta b_o$ – длина меридианальной проекции выходной кромки лопасти рабочего колеса с началом отсчета от нижнего обода;
Θ_2 – угол между поверхностью тока и нормалью к меридианальной проекции выходной кромки;

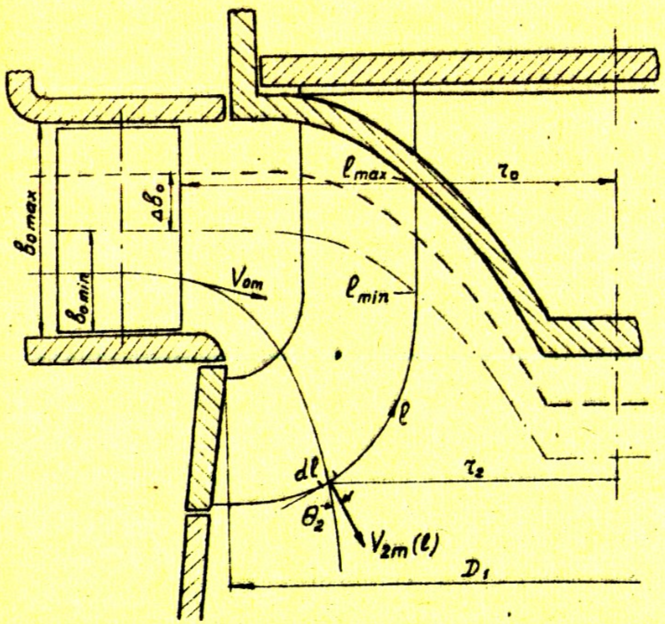

Рис. 1. Меридианальное сечение турбины РОДР

n'_I и Q'_I - приведенные обороты и расход.
Индекс "ст" относится к ступице рабочего колеса, индекс "ср" относится к величинам, полученным при осреднении. Индексы 0, I и 2 относятся соответственно к выходной кромке лопаток направляющего аппарата, входной и выходной кромкам лопастей рабочего колеса.

Черточка над буквой означает, что данная величина приведена к диаметру рабочего колеса, например $\bar{B}_0 = \frac{B_0}{D_1}$.

Анализ будем приводить для случая синхронного изменения направляющего аппарата и рабочего колеса, так что в проточной части нет уступа при входе в рабочее колесо.

Примем следующие допущения:

I. Момент скорости на входе в рабочее колесо равен моменту скорости на выходе из направляющего аппарата.

$$V_{0u} r_0 = V_{1u} r_1 .$$

Это допущение близко к действительности, так как в зоне между направляющим аппаратом и рабочим колесом поток осесимметричный и практически отсутствуют потери энергии [Л.I].

2. Вектор абсолютной скорости V_0 составляет с тангенциальным направлением угол β_0. Поток в направляющем аппарате равноскоростной по высоте. Это допущение справедливо для средних открытий направляющего аппарата, которые имеют место в зоне двойного регулирования турбины РОДР.

3. Вектор относительной скорости W_2 составляет с тангенциальным направлением угол β_2. Это допущение практически точно выполняется для решеток с густотой $\ell/t > 1{,}5$ [Л.2], что имеет место в рабочем колесе турбины РОДР.

4. Поверхности тока являются поверхностями вращения. Это допущение принимается во всех современных гидродинамических расчетах рабочих колес гидротурбин [Л.2].

5. К.п.д. всех элементарных турбинок $\eta_э$, образованных из решетки лопастей рабочего колеса поверхностями тока, одинаковы и равны к.п.д. турбины, т.е. $\eta_э = \eta$.

6. В комбинаторном режиме

n'_I и Q'_I – приведенные обороты и расход.
Индекс "ст" относится к ступице рабочего колеса, индекс "ср" относится к величинам, полученным при осреднении. Индексы 0, I и 2 относятся соответственно к выходной кромке лопаток направляющего аппарата, входной и выходной кромкам лопастей рабочего колеса.

Черточка над буквой означает, что данная величина приведена к диаметру рабочего колеса, например $\bar{b}_o = \frac{b_o}{D_1}$.

Анализ будем приводить для случая синхронного изменения направляющего аппарата и рабочего колеса, так что в проточной части нет уступа при входе в рабочее колесо.

Примем следующие допущения:

I. Момент скорости на входе в рабочее колесо равен моменту скорости на выходе из направляющего аппарата.

$$V_{ou} r_o = V_{1u} r_1 .$$

Это допущение близко к действительности, так как в зоне между направляющим аппаратом и рабочим колесом поток осесимметричный и практически отсутствуют потери энергии [Л.I] .

2. Вектор абсолютной скорости V_o составляет с тангенциальным направлением угол β_o . Поток в направляющем аппарате равноскоростной по высоте. Это допущение справедливо для средних открытий направляющего аппарата, которые имеют место в зоне двойного регулирования турбины РОДР.

3. Вектор относительной скорости W_2 составляет с тангенциальным направлением угол β_2 . Это допущение практически точно выполняется для решеток с густотой $\ell/t > 1,5$ [Л.2] , что имеет место в рабочем колесе турбины РОДР.

4. Поверхности тока являются поверхностями вращения. Это допущение принимается во всех современных гидродинамических расчетах рабочих колес гидротурбин [Л.2] .

5. К.п.д. всех элементарных турбинок $\eta_э$, образованных из решетки лопастей рабочего колеса поверхностями тока, одинаковы и равны к.п.д. турбины, т.е. $\eta_э = \eta$.

6. В комбинаторном режиме

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\frac{(V_{2u}r_2)_{cp}}{(V_{2m}r_2)_{cp}} = const .$$

Допущения 5 и 6 выдерживаются лишь в зоне двойного регулирования, которая характерна режимами, близкими к оптимальному.

Из рис.I видно, что расход через рабочее колесо выражается в следующем виде:

$$Q = 2\pi\int_0^l V_{2m} r_2 \cdot \cos\theta_2 \cdot dl . \qquad (I)$$

Рассмотрим треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса в произвольной точке выходной кромки (рис.2). Учитывая допущение 3, получим

$$V_{2m} = (2\pi n r_2 - V_{2u})\, tg\,\beta_2 . \qquad (2)$$

Из (I) и (2) получаем

$$Q = 2\pi\int_0^l [2\pi n r_2^2 - V_{2u}r_2]\cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, dl . \qquad (3)$$

В свою очередь, по уравнению Эйлера для каждой элементарной турбинки с учетом допущения I,2 и 5 имеем

$$V_{0u}r_0 - V_{2u}r_2 = \frac{g\eta H}{2\pi n} . \qquad (4)$$

То есть

$$Q = 2\pi\int_0^l \left(2\pi n r_2^2 - V_{0u}r_0 + \frac{g\eta H}{2\pi n}\right)\cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, dl . \qquad (5)$$

Выразим $V_{0u}r_0$ через расход, используя (2)

$$V_{0u}r_0 = \frac{Q}{2\pi b_0\, tg\,\beta_0} . \qquad (6)$$

Используя (3) и (5), получаем

$$Q = \int_0^l \left[4\pi^2 r_2^2 n - \frac{Q}{b_0\, tg\,\beta_0} + \frac{g\eta H}{n}\right]\cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, dl \qquad (7)$$

или

$$Q = \frac{4\pi n\int_0^l r_2^2\cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, dl + \frac{g\eta H}{n}\int_0^l \cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, dl}{1 + \frac{1}{b_0\, tg\,\beta_0}\int_0^l \cos Q_2\, tg\,\beta_2\, dl} . \qquad (8)$$

Преобразуем (8), перейдя к приведенным величинам:

$$Q'_I = \frac{4\pi n'_I c_1 + \frac{gh}{n'_I}\cdot c}{1 + \frac{c}{tg\,\beta_0(\bar{b}_{0\,мин} + \Delta\bar{b}_0)}} , \qquad (9)$$

где

$$c_1 = \int_0^{\bar{\ell}_{мин}+\Delta\bar{b}_0} \bar{r}_2^2 \cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, d\bar{\ell} ; \qquad (10)$$

$$c_1 = \int^{\bar{\ell}_{мин}+\Delta\bar{b}_0} \cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, d\bar{\ell} . \qquad (11)$$

Из формулы (9) видно, что двойное регулирование турбины РОДР можно осуществлять, варьируя параметры $\Delta\bar{b}_0$ и $\beta_0 = \beta_0(a_0)$.

В рассматриваемой турбине из конструктивных соображений весьма существенную роль играют зоны одинарного регулирования, где изменяется только параметр β_0 . Это регулирование осуществляется при максимальной и минимальной высотах проточной части. Между этими зонами находится область комбинаторного регулирования, где изменяются как величина открытия направляющего аппарата, так и высота проточной части.

Рассмотрим выражение для $tg\,\alpha_2$. Так как выполняется (4), то

$$(V_{2u} r_2)_{cp} = V_{2u} r_2^2 = const .$$

Используя (4) и (6), получим

$$V_{2u} r_2 = \frac{Q}{2\pi b_0\, tg\,\beta_0} - \frac{g\eta H}{2\pi n} . \qquad (12)$$

В свою очередь, из (I) следует

$$(V_{2m} r_2)_{cp} = \frac{Q}{2\pi\int_0^{\ell}\cos\theta_2\, d\bar{\ell}} . \qquad (13)$$

Преобразуем (8), перейдя к приведенным величинам:

$$Q'_I = \frac{4\pi n'_I c_1 + \frac{gh}{n'_I}\cdot c}{1+\frac{c}{tg\,\beta_0(\bar{b}_{0\,мин}+\Delta\bar{b}_0)}}\,, \tag{9}$$

где

$$c_1 = \int_0^{\bar{l}_{мин}+\Delta\bar{b}_0} \bar{r}_2^2 \cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, d\bar{l}\;; \tag{10}$$

$$c_1 = \int_0^{\bar{l}_{мин}+\Delta b_0} \cos\theta_2\, tg\,\beta_2\, d\bar{l}\;. \tag{11}$$

Из формулы (9) видно, что двойное регулирование турбины РОДР можно осуществлять, варьируя параметры $\Delta\bar{b}_0$ и $\beta_0 = \beta_0(a_0)$.

В рассматриваемой турбине из конструктивных соображений весьма существенную роль играют зоны одинарного регулирования, где изменяется только параметр β_0. Это регулирование осуществляется при максимальной и минимальной высотах проточной части. Между этими зонами находится область комбинаторного регулирования, где изменяются как величина открытия направляющего аппарата, так и высота проточной части.

Рассмотрим выражение для $tg\,\alpha_2$. Так как выполняется (4), то

$$(V_{2u} r_2)_{cp} = V_{2u} r_2^2 = const\;.$$

Используя (4) и (6), получим

$$V_{2u} r_2 = \frac{Q}{2\pi b_0\, tg\,\beta_0} - \frac{g\eta H}{2\pi n}\;. \tag{12}$$

В свою очередь, из (I) следует

$$(V_{2m} r_2)_{cp} = \frac{Q}{2\pi\int_0^{l}\cos\theta_2\, d\bar{l}}\;. \tag{13}$$

Обозначим $c_2 = \int_0^{\bar{\ell}} \cos\Theta_2 \, d\bar{\ell}$. (I4)

Тогда, перейдя к приведенным величинам и используя (I2), (I3) и (I4), получим окончательно:

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = c_2\left(\frac{1}{\bar{b}_0 \operatorname{tg}\beta_0} - \frac{g\eta}{n'_I Q'_I}\right) . \tag{I5}$$

Из (I5) и (9) получаем

$$Q'_I = \frac{4\pi^2 n'_I c_1 + \frac{g\eta}{n'_I}\cdot c}{1 + c\left(\operatorname{tg}\alpha_2 / c_2 + \frac{g\eta}{n'_I Q'_I}\right)} , \tag{I6}$$

или

$$Q'_I = \frac{4\pi^2 n'_I c_1}{1 + \frac{c}{c_2}\operatorname{tg}\alpha_2} . \tag{I7}$$

Преобразуем интегралы, выражающие c_1 , используя I-ю теорему о среднем [Л.I] , а также то обстоятельство, что при $\Delta\bar{b}_0 = var$ величины Q_2, β_2 и τ_2 треугольников скоростей, лежащих в поверхности тока, образованных регулируемой ступицей, остаются постоянными:

$$c_1 = \bar{\ell}_{мин}\left(\bar{\tau}_2^2 \cos\Theta_2 \operatorname{tg}\beta_2\right)_{ср} + \Delta\bar{b}_0\left(\cos\Theta_2 \operatorname{tg}\beta_2 \bar{\tau}_2^2\right)_{ст} . \tag{I8}$$

В свою очередь, по 2-й теореме о среднем выразим величину c/c_2 как

$$\frac{c}{c_2} = \frac{\int_0^{\ell} \cos\Theta_2 \operatorname{tg}\beta_2 \, d\bar{\ell}}{\int_0^{\ell} \cos\Theta_2 \, d\ell} = \left(\operatorname{tg}\beta_2\right)'_{ср} . \tag{I9}$$

Используя (I7), (I8), и (I9) получим

$$Q'_I = \frac{4\pi^2 n'_I \left(\bar{\tau}_2^2 \operatorname{tg}\beta_2 \cos\Theta_2\right)_{ср} \bar{b}_{0\,мин}}{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \left(\operatorname{tg}\beta_2\right)'_{ср}} \cdot \tag{20}$$

$$\cdot\left[\lambda + \frac{\Delta\bar{b}_0\left[\cos\Theta_2 \operatorname{tg}\beta_2 \bar{\tau}_2^2\right]_{ст}}{b_{0\,мин}\left[\cos\Theta_2 \operatorname{tg}\beta_2 \bar{\tau}_2^2\right]_{ср}}\right] ,$$

$$\lambda = \frac{\bar{\ell}_{мин}}{\bar{b}_{o\,мин}} .$$

где

Проанализируем формулы (I7) и (20).

Из уравнения (I7) видно, что при $b_o = const$ $C_1 = const$; $c/c_2 = const$ - с точностью до изменения поверхностей тока, которые в РО-турбинах при изменениях режимов меняются незначительно. Если учесть (6), то получим, что линии $b_o = const$ представляют собой прямые линии, проходящие через начало координат ($Q'_I = 0$; $n'_I = 0$).

Из формулы (20) можно представить, на сколько сдвигаются линии $b_{o\,макс}$ относительно $b_{o\,мин}$ при регулировании по Q'_I в зависимости от различных геометрических параметров лопастной системы.

В формуле (20) при фиксированных n'_I первый сомножитель изменяется незначительно, так как $tg\,\alpha_2 = const$ величины $(\bar{r}_2^2, tg\,\beta_2, \cos\theta_2)_{ср\,b_{o\,мин}}$ относятся к минимальному пропеллеру и с точностью до изменения поверхностей тока являются постоянными. Изменяется только величина $(tg\,\beta_2)$, причем в незначительных пределах.

Для разных турбин с одинаковым отношением $\frac{\Delta b_{макс}}{\bar{b}_{o\,мин}}$ изменение расхода $\Delta Q'_I$ будет определяться величиной и отношением

$$K = \frac{(\cos\theta_2 \cdot tg\,\beta_2 \cdot \bar{r}_2^2)_{ст}}{(\cos\theta_2 \cdot tg\,\beta_2\, \bar{r}_2^2)_{ср}} . \qquad (2I)$$

При этом сдвижка по расходу будет тем больше, чем меньше λ и чем больше K. Величина λ характеризует собой диффузорность рабочего колеса, а величина K - эпюру меридианальных скоростей вдоль выходной кромки. Из выражения (2I) видно, что поток с увеличенными меридианальными скоростями у регулируемой ступицы дает наибольшее приращение расхода при регулировании $\bar{b}_o$.

В поворотнолопастных турбинах оптимальным пропеллером является какой-то средний по углу установки лопастей φ и при его проектировании не принимают во внимание изменение расхода при изменении φ, так как конструктивно допустимый диапазон изменения φ является достаточным для получения заданной зоны комбинаторного регулирования. В турбине РОДР оптимальным пропеллером является пропеллер при $\bar{b}_0 = \bar{b}_{0\,мин}$ и диапазон $\Delta \bar{b}_0$ невелик по конструктивным соображениям. В связи с этим при проектировании оптимального пропеллера надо стремиться к необходимым значениям K и λ с точки зрения величины комбинаторной зоны регулирования.

Формула (20) позволяет в первом приближении провести необходимый анализ в процессе проектирования лопастной системы турбин РОДР.

Литература

1. Колтон А.Ю., Этинберг И.Э, Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин, М.-Л., Машгиз, 1958.
2. Викторов Г.В., Гидродинамическая теория решеток, М. "Наука", 1969.
3. Фихтенгольц Р.М., Курс дифференциального и интегрального исчисления, т. II, М., "Наука", 1969.