

УДК 621.224

В.А. КОЛЫЧЕВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
И.И. ТЫНЬЯНОВА, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Излагается приближенный метод расчета кинематических параметров потока в окрестности входных и выходных кромок рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. Наряду с распределенными параметрами приводятся основные теоретические зависимости, описывающие кинематику пространственного потока в рамках модели осредненных параметров. Показана целесообразность применения приведенного кинематического расчета распределенных и осредненных характеристик для оценки условий обтеканий входных и выходных кромок лопастей.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, кинематические характеристики, проточная часть.

Введение

Улучшение энергетических показателей гидротурбины (ГТ) непосредственно связано с развитием методов математического моделирования (МММ) рабочего процесса, являющихся основой для прогнозирования и оптимизации энергетических и кавитационных показателей ГТ.

В настоящее время для совершенствования проточной части (ПЧ) широко используются методы расчетно-теоретической отработки ПЧ путем многовариантного анализа влияния геометрических параметров на энергетические характеристики ГТ. При этом используется многоуровневое описание рабочего процесса в виде комплекса математических моделей (ММ), характеризующихся разной степенью абстрагирования от реальной картины течения. При построении ММ рабочего процесса исходят из кинематического описания потока в ПЧ. Наиболее полные данные о кинематических характеристиках элементов ПЧ могут быть получены с помощью современных численных методов расчета пространственного потока, позволяющих для заданных конкретных условий найти распределение кинематических параметров в ПЧ [1–3].

Однако, проведение многовариантного анализа ПЧ на основе решения задач обтекания лопастных систем в трехмерной постановке представляется весьма затруднительным в связи с большим числом переменных, влияние которых исследуется при проведении численного эксперимента. Следует также отметить, что само по себе наличие детальной информации о внутренней структуре потока в элементах ПЧ, получаемой с помощью 3-х мерных методов расчета, не позволяет выявить закономерности влияния геометрических и режимных параметров на структуру потока и на составляющие потерь энергии. Задача установления таких закономерностей может быть решена при наличии небольшого числа переменных. При большом числе переменных (а это имеет место при численном анализе) выявление влияния геометрических параметров ПЧ на структуру потока и потери энергии на основе 3-х мерных методов представляет значительные трудности.

Другой подход к расчету и анализу кинематики потока в ПЧ заключается в использовании приближенных кинематических моделей. С помощью этих моделей определяются кинематические параметры потока в расчетных сечениях ПЧ (рис. 1). На основании этих моделей определяются отдельные виды потерь в элементах ПЧ. Такой

© В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, 2014

подход был использован в работах [4–6] при анализе рабочего процесса радиально-осевых ГТ и в [7] при анализе потока в диагональных ГТ. Определенным достоинством такого подхода является возможность построения зависимостей кинематических параметров в расчетных сечениях ПЧ от геометрических и режимных параметров в аналитическом виде.

Применение упрощенных моделей течения дает возможность уже на начальном этапе проектирования рассчитать параметры оптимального режима, определить кинематические параметры потока на входе и выходе из рабочего колеса (РК) и величины потерь энергии на этом режиме [4, 8, 9]. Для уточнения геометрии ПЧ на последующих этапах проектирования следует использовать трехмерные методы расчета.

Целью данной работы является разработка приближенного метода расчета и анализа кинематических характеристик.

В задачу работы входит установление зависимостей кинематических параметров потока от геометрических и режимных параметров РК.

Определение распределенных кинематических характеристик потока в расчетных сечениях ПЧ

В процессе проектирования ПЧ необходимо знание распределения кинематических параметров потока в окрестности входных и выходных кромок (относительных углов потока перед РК, циркуляции и меридиональной скорости за РК и др.) как на расчетном, так и на нерасчетных режимах. Данные, получаемые в результате расчета этих параметров нужны для определения потерь энергии, расчета энергобалансовых характеристик, прогнозирования энергокавитационных показателей.

Излагаемый метод расчета кинематических параметров потока базируется на совместном использовании:

- упрощенной модели осредненного осесимметричного течения, приближенно учитывающей смещение поверхностей тока в полости рабочего колеса;
- уравнения кинематической связи в элементарных решетках на осесимметричных поверхностях тока;
- кинематического описания потока с помощью осредненных параметров.

При разработке ПЧ оказывается необходимым знание как распределенных так и осредненных параметров потока в расчетных сечениях ПЧ (0–0, 1–1, 2–2, см. рис. 1). Распределенные характеристики в данном сечении – устанавливают зависимость кинематических параметров потока (Γ , c_m , c_u – циркуляции скорости, меридиональной

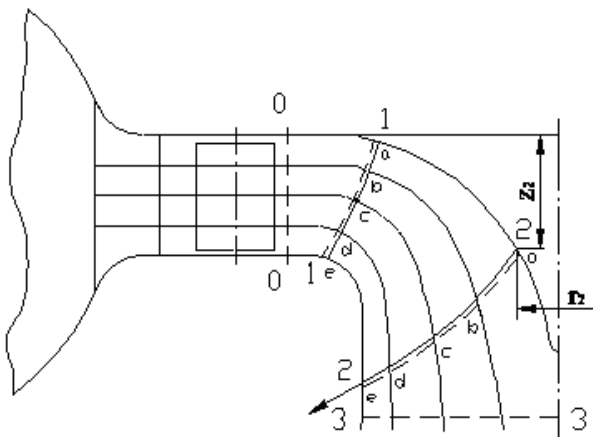


Рис. 1 – Расчетные сечения проточной части РО ГТ

и окружной составляющих скорости) в каждой точке сечения от геометрических и режимных параметров.

Методика расчета распределенных кинематических параметров сводится к определению углов и составляющих скорости потока в точках расчетных сечений ПЧ, что дает возможность установить кинематические условия обтекания лопастных систем направляющего аппарата (НА) и РК. Эти данные

должны использоваться при проектировании ПЧ для согласования лопастных систем НА и РК с подводными и отводящими органами ГТ.

Кинематика потока в каждом сечении также может быть описана с помощью осредненных параметров. Процесс осреднения связан с переходом от действительного потока с неравномерным распределением параметров по поперечному сечению к некоторому потоку с равномерным распределением этих параметров. Для оценки параметров условия согласования входных и выходных элементов РК с потоком используются данные как о распределенных так и осредненных параметров потока [8, 10, 11].

Существенным отличием предлагаемого подхода является использование уравнений для расчета кинематических характеристик в безразмерной форме. Последнее обстоятельство дает дополнительные возможности для привлечения опытных и расчетных данных, полученных при исследовании элементов ПЧ близкой быстроходности.

Структура потока в области, ограниченной сечениями 0–0 и 1–1 зависит от геометрии направляющих лопаток, а также от формы полости в зазоре между лопастными системами направляющего аппарата и рабочего колеса. В рассматриваемой области поток можно считать осесимметричным и исходить при его анализе из модели осредненного осесимметричного движения [12].

При определении кинематических характеристик в окрестности входной кромки РК исходим из предположения, что известны осредненные и распределенные кинематические характеристики НА (сечение 0–0), представленные в виде безразмерных зависимостей [12, 13]:

$$m = m(\bar{a}_0, l_0) = \frac{\Gamma_0(\bar{a}_0, l_0)}{\bar{\Gamma}(\bar{a}_0)}; \quad (1)$$

$$c_{0m}^* = \frac{c_{0m} D^2}{Q} = f_1(\bar{a}_0, l_0); \quad \frac{\Gamma_0 D}{Q} = f\left(\frac{a_0}{a_{0\max}}\right), \quad (2)$$

где m – коэффициент, учитывающий неравномерность выходной циркуляции по высоте лопатки НА; l_0 – координата, отсчитываемая от верхнего кольца НА вдоль выходной кромки лопатки; c_{0m}^* – безразмерный коэффициент меридиональной скорости; c_{0m}, Γ_0 – соответственно меридиональная скорость и циркуляция потока в данной точке сечения 0–0; $\bar{\Gamma}_0 = \frac{1}{Q} \int \Gamma_0 dQ$ – осредненная величина циркуляции.

При расчете потока в сечении 1–1 учитывается распределение циркуляции Γ_0 вдоль выходной кромки лопатки и условие постоянства циркуляции на поверхности тока ($\psi = \text{const}$, ψ – функция тока).

Относительные углы потока β_1 в окрестности входной кромки находятся по формуле

$$\text{ctg } \beta_1 = \text{ctg } \alpha_1 - \frac{r_1'}{c_{1m}^*} k_Q, \quad (3)$$

вытекающей из известного соотношения, связывающего составляющие скорости в данной точке потока $c_{1u} = u_1 - c_{1m} \text{ctg } \beta_1$, ($k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$ – обобщенный режимный параметр, учитывающий подобие полей скоростей). Знание углов потока необходимо для анализа условий обтекания входных кромок и расчета ударных потерь энергии в РК.

В работе [13] представлены систематизированные и обобщенные опытные данные о кинематических характеристиках НА в диапазоне напоров $H = 45-500$, которые могут быть использованы при расчетно-теоретической обработке ПЧ.

Для расчета распределения кинематических параметров вдоль выходной кромки лопасти исходим из упрощенной модели осредненного осесимметричного движения, приближенно учитывающего смещение поверхностей тока при изменении режима работы гидротурбины [12].

Меридиональная скорость в фиксированной точке выходной кромки представляется в виде

$$c_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q. \quad (4)$$

Коэффициенты A_2 и B_2 выражаются в зависимости от коэффициентов $M_2(l), N_2(l)$ [12]:

$$A_2(l) = -\frac{\int_{l_b}^{l_n} P(l)r \cos \delta dl}{\int_{l_b}^{l_n} L(l)r \cos \delta dl} L(l) + P(l); \quad B_2(l) = \frac{L(l)}{2\pi \int_{l_b}^{l_n} L(l)r \cos \delta dl},$$

где

$$P(l) = \exp\left[-\int_{l_b}^{l_n} M_2(l)dl\right] \int_{l_b}^{l_n} N(l) \exp\left[\int_{l_b}^{l_n} M(l)dl\right] dl; \quad L(l) = \exp\left[-\int_{l_b}^{l_n} M(l)dl\right] dl;$$

$$N_2(l) = 2\omega \left[-\operatorname{ctg} \beta_2 \cos \gamma + \pi r_2 \frac{d(rc_{u\text{вх}})}{d\psi} \right] \sin^2 \beta_2 \cos \delta.$$

Обозначения сохранены такими же, как и в [12].

Преобразуя выражение (4) к безразмерной форме, получим распределение безразмерного коэффициента меридиональной скорости $c_{2m}^* = \frac{c_{2m} D^2}{Q}$ вдоль выходной кромки [4].

$$c_{2m}^*(l') = A'_2(l')k_Q - B'_2(l'), \quad (5)$$

где $l' = \frac{l}{D_1}$ – безразмерная координата, отсчитываемая от ступицы вдоль выходной кромки лопасти. Коэффициенты A'_2, B'_2 зависят только от закона распределения углов β_{2r} вдоль выходной кромки рабочего колеса l_2 .

Для определения распределения углов β_2 вдоль выходной кромки используется уравнение кинематической связи относительных углов потока для каждой из элементарных решеток [4]:

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = k \frac{r'_1 B'_1}{r'_2 B'_2} \operatorname{ctg} \beta_1 + (1-k) \operatorname{ctg} \beta_{02} - (1-k) \left(\frac{r_a^2}{r_2^2} - \frac{1-k}{1-k} \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \frac{r'_2}{B'_2} k_Q, \quad (6)$$

где k, β_{02}, r_a – гидродинамические параметры данной элементарной решетки.

Для густых решеток радиально-осевых РК коэффициент прозрачности очень мал

и можно полагать $k = 0$. Активный радиус решетки находится по формуле Стодолы:

$$r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \sin \gamma}.$$

При $k = 0$ зависимость (6) принимает вид

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \operatorname{ctg} \beta_{02} - \left(\frac{r_a^2}{r_2^2} - 1 \right) \frac{r_2'}{B_2'} k_Q. \quad (7)$$

Изменение режимного параметра k_Q в диапазоне основных эксплуатационных режимов приводит, как показывают расчеты, к незначительному изменению $\operatorname{ctg} \beta_2$. Поэтому представляется оправданным без существенного ущерба для точности определять величину $\operatorname{ctg} \beta_2$ для некоторого характерного режима (например, для оптимального), считая в дальнейшем величину β_2 неизменной от режима работы.

Необходимые для расчета коэффициентов A_2' и B_2' геометрические характеристики меридионального потока (углы δ , γ , кривизны K_1 и K_2) находятся по принятому базовому потоку. Коэффициент меридиональной скорости c_{2m}^* определяется в расчетных точках выходной кромки для ряда значений режимного параметра k_Q , по формуле (5).

Зависимость циркуляции в расчетных точках выходной кромки от геометрических и режимных параметров находится подстановкой значения $c_{2m} = A_2 \omega - B_2 Q$, в формулу циркуляции за РК

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2^2 \omega + 2\pi r_2 (A_2 \omega - B_2 Q) \operatorname{ctg} \beta_2^*. \quad (8)$$

Переходя к безразмерным параметрам, запишем зависимость безразмерного коэффициента циркуляции от безразмерных геометрических и режимных параметров

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = 2\pi (r_2'^2 + r_2' A_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*) k_Q - 2\pi r_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*. \quad (9)$$

Опытные данные, полученные в результате зондирования потока за РК в широком диапазоне напоров ($H = 100 - 500$ м) [4], были использованы для построения зависимости коэффициент меридиональной скорости и коэффициент циркуляции от режимного параметра k_Q . Графики (рис. 2, 3) показывают, что коэффициент меридиональной скорости и коэффициент циркуляции линейно зависят от режимного параметра. Это подтверждает справедливость полученных зависимостей (5) и (9), устанавливающих связь кинематических параметров потока за РК от его геометрических и режимных параметров.

Распределенные кинематические характеристики потока вдоль выходной кромки (5), (9) используются для нахождения осредненной кинематической характеристики

РК: $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right)$ – выражающей связь осредненных циркуляций перед и за РК.

Осреднение (9) по расходу приводит к выражению для коэффициента безразмерной осредненной циркуляции [14]:

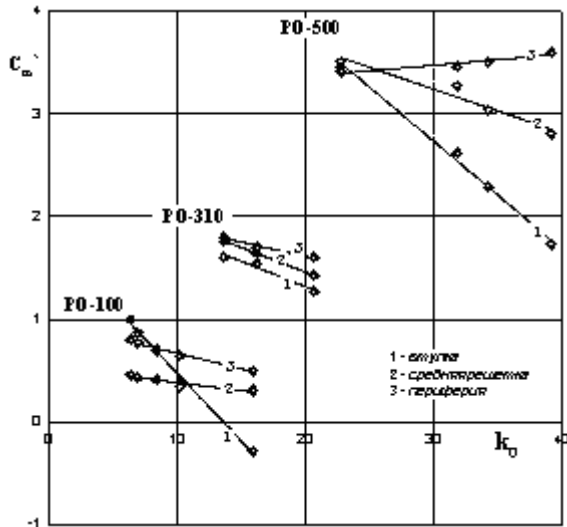


Рис. 2 – Зависимость $c'_m = f(k_Q)$

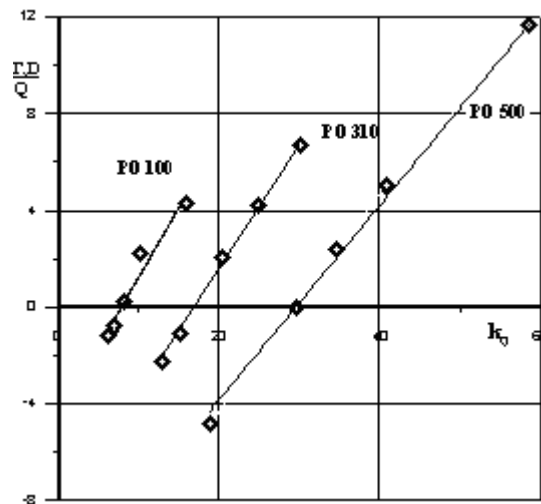


Рис. 3 – Зависимость $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = f(k_Q)$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = F_1 \frac{\omega D^3}{Q} - F_0 - F_2 \left(\frac{\omega D^3}{Q} \right)^2, \quad (10)$$

где

$$F_1 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2' B_2' \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2'; \quad F_0 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \text{ctg}\beta_2^* \cos \delta_2 dl_2';$$

$$F_2 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 A_2' + r_2'^2 A_2'^2 \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2'.$$

Численный эксперимент показывает малость члена формулы (10), содержащего $\left(\frac{\omega D^3}{Q} \right)^2$, по сравнению с другими членами правой части. Если им пренебречь, то

получим линейную зависимость $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ от $\frac{\omega D^3}{Q}$.

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q. \quad (11)$$

Формулы гидродинамических параметров пространственной вращающейся решетки РК находятся из сравнения (10) и (11) (с учетом $F_2 = 0$):

$$\mu = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \text{ctg}\beta_2^* \cos \delta_2 dl_2'; \quad (12)$$

$$\Lambda^2 = \frac{2}{\pi} \left(4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2' B_2' \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2' \right). \quad (13)$$

В рамках модели движения жидкости по фиксированным поверхностям тока формула (13) принимает вид

$$\Lambda^2 = \frac{2}{\pi} \left(4\pi^2 \int_{l'_{BT}}^{l'_n} r_2'^3 B_2' \cos \delta_2 dl_2' \right). \quad (14)$$

Ранее было показано [15], что коэффициент осредненной циркуляции за РК $\frac{\bar{\Gamma}D}{Q}$ линейно зависит от режимного параметра k_Q . В точках, расположенных на выходной кромке, имеет место линейная зависимость коэффициента меридиональной скорости и коэффициента циркуляции от обобщенного режимного параметра k_Q .

Кинематическое описание потока с помощью осредненных параметров

Приведем основные теоретические зависимости, описывающие кинематику пространственного потока в рамках модели осредненных параметров [15]. Основное уравнение устанавливает связь безразмерных кинематических комплексов (коэффициентов осредненных циркуляций) во входном и выходном сечениях РК, вращающегося с постоянной частотой вращения $\omega = \text{const}$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q, \quad (15)$$

где k, μ, λ – гидродинамические параметры пространственной решетки.

Уравнение не накладывает ограничений на пространственность и вязкость [15], поэтому оно справедливо для реального обтекания пространственной решетки РК.

В сечениях, расположенных в пределах безлопастных участков ПЧ, кинематические комплексы практически не изменяются, поэтому можно полагать: $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ и $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q}$.

Гидродинамические характеристики лопастных систем (РК и НА) выражаются в зависимости от безразмерных кинематических комплексов во входных и выходных сечениях. Кинематическая характеристика НА устанавливает связь: $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0)$, где \bar{a}_0 – относительное открытие НА.

Коэффициент гидравлического момента $k_{MГ} = \frac{M_{Г} D}{\rho Q^2}$ и коэффициента теоретического напора $K_{HT} = \frac{g H_{Г} D^4}{Q^2}$, характеризующие силовое взаимодействие потока с РК, также выражаются в зависимости от кинематических комплексов во входном и выходном сечениях:

$$K_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right) \omega D^3; \quad (16)$$

$$k_{MГ} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right). \quad (17)$$

Осредненные значения меридиональной и окружной составляющих скорости находятся из равенства расхода и момента количества движения действительного и осредненного потоков в рассматриваемом сечении [15]:

$$Q = \int_{\sigma} c_n d\sigma = \int_{\sigma} c_m \cos \delta d\sigma; \quad M = \int_{\sigma} \rho r c_u c_m \cos \delta d\sigma = \rho \int_{\sigma} r c_u d\sigma = \rho (\overline{r c_u}) Q.$$

Формулы осредненных меридиональной и окружной составляющих абсолютной скорости имеют вид:

$$\tilde{c}_m = \frac{Q}{\int_{\sigma} \cos \delta d\sigma} = \frac{Q}{2\pi \tilde{r} b}; \quad \tilde{c}_u = \frac{M}{\rho \tilde{r} Q},$$

где $\tilde{r} = \frac{\int_{\sigma} r \cos \delta d\sigma}{\int_{\sigma} \cos \delta d\sigma}$ – среднее значение радиуса в рассматриваемом сечении;

$b = \frac{1}{2\pi \tilde{r}} \int_{\sigma} \cos \delta d\sigma$ – параметр, характеризующий высоту ПЧ.

Величина осредненной по расходу циркуляции в данном сечении

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{Q} \int_{\sigma} 2\pi r c_u dQ = 2\pi (\overline{r c_u}) = \frac{2\pi}{\rho} \frac{M}{Q}.$$

Осредненные углы закрутки потока в расчетных сечениях

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_i = \frac{c_{ui}}{c_{mi}} = \frac{2\pi b_i M_i}{\rho Q^2} = \frac{\bar{\Gamma}_i b_i}{Q}.$$

Осредненные углы потока в сечениях ПЧ выражаются через безразмерные комплексы

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_i = \frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q} S_i, \quad (18)$$

где i – номер сечения; S_i – параметр характеризующий высоту ПЧ в i -ом сечении.

Принимая $\bar{\Gamma}_0 = \bar{\Gamma}_1$, $\bar{\Gamma}_2 = \bar{\Gamma}_3$ из (18) находим связь осредненных углов потока в сечениях: 0–0 и 1–1:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{S_0}{S_1} \text{ctg} \tilde{\alpha}_1. \quad (19)$$

В соответствии с (18) осредненный угол потока в абсолютном движении в сечении 2–2:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2}{S_1} \text{ctg} \tilde{\alpha}_1 - (1-k) \mu S_2 + \frac{\pi}{2} (1-k) S_2 k_Q. \quad (20)$$

Осредненные углы потока в абсолютном и относительном движениях во входном и выходном сечениях РК связаны соотношениями:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2} = \frac{\pi}{2} \tilde{k}_{r1,2}^2 S_{1,2} k_Q - \text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}, \quad (21)$$

где $\tilde{k}_{r1,2} = \sqrt{\frac{1}{Q} \int \frac{r_{1,2}^2}{R^2} dQ}$.

Угол потока за РК в относительном движении

$$\text{ctg} \tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2}{S_1} \text{ctg} \tilde{\beta}_1 - (1-k) S_2 + (1-k) \left(\Lambda^2 - \frac{\tilde{k}_{r2}^2 - \tilde{k}_{r1}^2}{1-k} \right) S_2 \frac{\pi}{2} k_Q. \quad (22)$$

Зависимости (18)–(22) дают возможность рассчитать осредненные углы потока в

расчетных сечениях ПЧ: 0–0, 1–1, 2–2, 3–3, если предварительно найдены гидродинамические параметры пространственной решетки k, μ, Λ и коэффициенты $\tilde{k}_{r1}, \tilde{k}_{r2}$, характеризующие расположение входной и выходной кромок в меридиональной проекции, а так же коэффициенты перехода S_i от кинематических комплексов $\frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q}$ к осредненным углам потока $\tilde{\alpha}_i$ и $\tilde{\beta}_i$ [4, 15].

Знание углов потока $\tilde{\alpha}_i$ и $\tilde{\beta}_i$ необходимо для представления характеристик потерь лопастных систем – зависимостей коэффициентов потерь, от кинематических и геометрических параметров [16]. Эти углы являются аргументами в функциональных зависимостях коэффициентов потерь НА и РК $k_{hНА} = f\left(\frac{\text{ctg } \alpha_0}{S_0}, \bar{a}_0\right)$, $k_{hРК} = f\left(\frac{\text{ctg } \beta_1}{S_1}, \frac{\text{ctg } \alpha_2}{S_2}\right)$.

Приведенное кинематическое описание потока может быть использовано для определения потерь энергии в элементах ПЧ [9, 16], а также для исследования влияния геометрических и режимных параметров на кинематические и энергетические характеристики ГТ.

Результаты расчета распределенных и осредненных параметров потока во входном сечении РК используются для определения потерь, обусловленных отрывом потока при обтекании входной кромки. Данные расчета потока в окрестности выходной кромки РК используются для определения циркуляционных потерь. Как известно эти категории потерь оказывают наиболее существенное влияние на формирование энергетических характеристик ГТ.

Для определения потерь трения в лопастных системах РК и НА может быть использован приближенный метод расчета средних по профилю относительных скоростей на сторонах давления $\tilde{W}_д$ и разряжения $\tilde{W}_р$ [4].

Заменяя действительный поток с неравномерным распределением скорости вдоль профиля некоторым условным потоком с постоянным распределением скоростей с помощью законов сохранения можно получить следующие формулы для средних (по профилю) относительных скоростей на сторонах разряжения $\tilde{W}_р$ и давления $\tilde{W}_д$ в зависимости от осредненных углов потока [4]:

$$\frac{\tilde{W}_р}{W_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{8l_{t2} \sin \tilde{\beta}_2 k_b}{(1+k_b) \left(1 + \frac{1}{k_r}\right) \theta l_m} + \frac{2}{l_t \left(1 + \frac{1}{k_r}\right)} \left[\cos \tilde{\beta}_2 - \frac{\sin \tilde{\beta}_2 k_b}{\sin \tilde{\beta}_1} + \frac{\sin \tilde{\beta}_2 (1 + \text{tg } \tilde{\alpha}_2 \text{ctg } \tilde{\beta}_2)}{\text{tg } \tilde{\alpha}_2} \left(\frac{1}{k_r^2} - 1 \right) \right] \right\}; \quad (23)$$

$$\frac{\tilde{W}_д}{W_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{8l_{t2} \sin \tilde{\beta}_2 k_b}{(1+k_b) \left(1 + \frac{1}{k_r}\right) \theta l_m} - \frac{2}{l_t \left(1 + \frac{1}{k_r}\right)} \left[\cos \tilde{\beta}_2 - \frac{\sin \tilde{\beta}_2 k_b}{\sin \tilde{\beta}_1} + \frac{\sin \tilde{\beta}_2 (1 + \text{tg } \tilde{\alpha}_2 \text{ctg } \tilde{\beta}_2)}{\text{tg } \tilde{\alpha}_2} \left(\frac{1}{k_r^2} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (24)$$

Смысл обозначений приведен в [4].

Формулы (23) и (24) дают представление средних по профилю скоростей на стороне разряжения и давления (по отношению к осредненной относительной скорости

\tilde{W}_2 на выходе из рабочего колеса) в зависимости от геометрических параметров РК и осредненных углов потока.

Формулы (23) и (24) используются для приближенного определения толщины потери импульса на профиле рассматриваемой средней решетки профилями δ_2^{**} , что

необходимо для оценки трения в РК $\zeta_{тр} = \frac{2\delta_2^{**}l}{\sin \beta_2 t}$.

В [13] получена приближенная формула для коэффициента потерь трения в РК:

$$\zeta_{тр} = \frac{0,0153}{\text{Re}^{1/4}} \left(1 + \frac{1}{k_b}\right) \frac{1}{\sin \beta_2} \left[\left(\frac{\tilde{W}_d}{\tilde{W}_2}\right)^{3,26} + \left(\frac{\tilde{W}_p}{\tilde{W}_2}\right)^{3,26} \right]. \quad (25)$$

Зависимости (23)–(25) позволяют исследовать влияние геометрических и режимных параметров на величину коэффициента потерь трения, являющегося одним из основных критериев для оценки гидродинамических качеств лопастных систем. Формулы (23)–(25) пригодны также для расчета средних скоростей и коэффициентов потерь трения в частном случае неподвижной круговой решетки НА ($\omega = 0, k_b = 1, \theta = 1$).

Приведенные зависимости, отражающие связь осредненных кинематических параметров с геометрическими и режимными параметрами, могут быть положены в основу построения моделей рабочего процесса. На основании этих моделей решается обширный круг вопросов при проектировании ПЧ: выбор основных геометрических параметров, прогнозирование показателей гидротурбин и их оптимизации и др.

Выводы

1 Установлен линейный характер зависимости коэффициентов меридиональной скорости циркуляции в точках выходного сечения РК от обобщенного режимного параметра. Этот вывод подтверждается опытными данными о кинематических параметрах потока, полученными путем зондирования потока за РК.

2 Изложенный метод расчета позволяет исследовать влияние входных и выходных геометрических параметров РК на его распределенные и осредненные кинематические характеристики. Эти данные используются для согласования РК с подводными и отводящими органами гидротурбины в процессе совершенствования ПЧ ГТ.

Список литературы: 1. *Lauder, B.E.* The Numerical Computation of Turbulent Flows [Text] / B.E. Launder, D.B. Spalding // *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* – 1974. – Vol. 3. – P. 269-289. 2. *Wilcox, D.C.* Multiscale Model for Turbulent Flows [Text] / D.C. Wilcox // In AIAA 24th Aerospace Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986. 3. *Андерсон, Д.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2-х томах [Текст]: пер. с англ. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 728 с. 4. *Колычев, В.А.* Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах [Текст]: учеб. пособие / В.А. Колычев. – К.: ИСИО, 1995. – 272 с. 5. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова [и др.] // *Вісник СумДУ.* – Вип. 13(59), Суми, 2003. – С. 124-131. 6. *Колычев, В.А.* Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // *Східно-Європейський журнал передових технологій.* – Харків, 2010. – № 1/6 (43). – С. 27–38. 7. *Квятковский, В.С.* Диагональные гидротурбины [Текст] / В.С. Квятковский. – М.: Машиностроение, 1971. 8. *Колычев, В.А.* О влиянии геометрических параметров проточной части на оптимальный режим радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, М.Б. Мараховский [и др.] // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета.* – X., 1998. – № 15. – С. 50-57.

9. Колычев, В.А. Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4/7 (46). – С. 3-15. 10. Войташевский, Д.А. Об оптимальном режиме работы пропеллерной гидротурбины [Текст] / Д.А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1956. – Вып. 19. – С. 3-19. 11. Колычев, В.А. Согласование элементов проточной части при проектировании радиально-осевых гидротурбин [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // Проблеми машинобудування. – Харків, 2009. – Т. 12, № 5. – С. 3-10. 12. Этинберг, И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с. 13. Колычев, В.А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины [Текст]: учеб. пособие / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский и др. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 215 с. – ISBN 966-593-262-4 14. Колычев, В.А. Расчет гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, Л.Н. Цехмистро. – Вестник ХГПУ. – Х.: ХГПУ, 2000. – Вып. 111. 15. Войташевский, Д.А. Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам [Текст] / Д.А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88. 16. Колычев, В.А. Применение безразмерных параметров для анализа энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин [Текст] / В.А. Колычев, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2008. – № 4/5 (34).

Поступила в редколлегию 22.09.13

УДК 621.224

Приближенный метод расчета кинематических параметров потока в проточной части радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – № 1(1044). – С. 58-68. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено наближений метод розрахунку кінематичних параметрів потоку на вхідних і вихідних кромках робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни. Поряд з розподіленими параметрами приводяться основні теоретичні залежності, що описують кінематику просторового потоку в рамках моделі осереднених параметрів. Показана доцільність вживання приведенного кінематичного розрахунку розподілених і осереднених характеристик для оцінки умов обтікань вхідних і вихідних кромки лопаті.

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, кінематичні характеристики, проточна частина.

The close method of calculation of kinematics parameters of stream is expounded in the vicinity of entrance and output edges of runner of Francis turbine. Along with the up-diffused parameters basic theoretical dependences over, describing the kinematics of spatial stream.

Keywords: Francis turbine, runner, hydrodynamic characteristics, flow space.