

УДК 621.224

ГИДРО- ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В.А. Колычев

Кандидат технических наук, профессор*

И.И. Тыньнова

Старший преподаватель*

К.А. Мионов

Кандидат технических наук, доцент*

*Кафедра «Гидравлические машины»

Национальный технический университет «Харьковский

политехнический институт»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина

Контактный тел.: 707-66-46

E-mail: kolychevva@rambler.ru

У даній роботі визначаються гідродинамічні характеристики елементів проточної частини. Встановлюється їх вплив на формування енергетичних характеристик радіально-осьової гідротурбіни

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, гідродинамічні характеристики

В данной работе определяются гидродинамические характеристики элементов проточной части. Устанавливается их влияния на формирование энергетических характеристик радиально-осевой гидротурбины

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, гидродинамические характеристики

In this paper we determined the hydrodynamic characteristics of the elements of the flow space, as well as analysis of their influence on the formation of the energy characteristics of Francis turbine

Key words: turbine Francis, runners, hydrodynamic characteristics

В настоящее время при доводке и совершенствовании проточной части (ПЧ) используются методы численного анализа влияния геометрических параметров рабочего колеса (РК) на энергокавитационные показатели гидротурбины (ГТ). Путем внесения изменений в исходную геометрию ПЧ и последующего прогнозирования энергетических показателей производится отбор наиболее приемлемых вариантов ПЧ. В связи с этим весьма актуальным является задача поиска таких модификаций, которые наилучшим образом обеспечивают требования технического задания. При этом, как правило, исходят из имеющихся опытных данных о влиянии геометрических параметров РК на параметры оптимального режима. В ряде работ приводятся данные численных исследований, отражающих влияние РК на энергетические показатели обратных ГТ, поворотно-лопастных ГТ и радиально-осевых (РО) средней быстроходности [1, 2, 3, 4]. При поиске модификаций ПЧ, улучшающих показатели РО ГТ, в неполной мере учитываются общие закономерности

рабочего процесса. Совершенствование ПЧ должно базироваться на достаточно глубоком исследовании гидродинамических характеристик отдельных ее элементов и их влиянии на энергетические характеристики ГТ.

Целью данной работы является определение гидродинамических характеристик элементов ПЧ, а также анализ их влияния на формирование энергетических характеристик РО ГТ.

Задачами работы являются установление структуры и параметров зависимости коэффициента потерь РК от геометрических и режимных параметров на основании опытных данных, а также анализ формирования гидродинамических характеристик элементов ПЧ ГТ.

Изменение энергетических параметров (КПД, мощность) в диапазоне основных рабочих режимов универсальной характеристики в значительной мере обусловлены изменением гидродинамических характеристик ГТ.

Общий подход к описанию гидродинамических характеристик лопастных систем базируется на использовании безразмерных параметров, характеризующих поток в характерных сечениях ПЧ рис. 1 [5, 6].

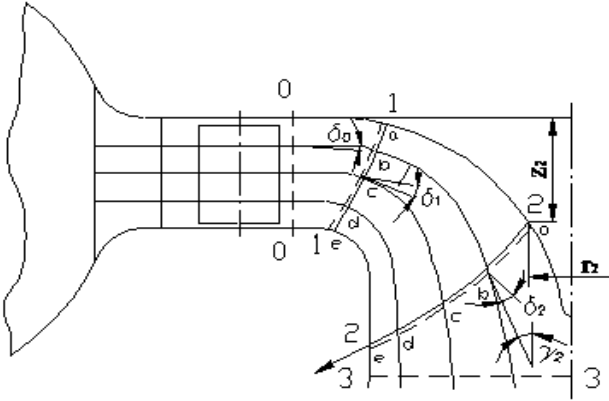


Рис. 1. Схема ПЧ и расположения характерных сечений ГТ

Кинематическая характеристика пространственной решетки РК устанавливает связь безразмерных комплексов $\frac{\Gamma_2 D}{Q}$ и $\frac{\Gamma_1 D}{Q}$ на входе и выходе из решетки РК $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = f\left(\frac{\omega D^3}{Q}, \frac{\Gamma_1 D}{Q}\right)$.

Кинематическая характеристика может представлена в виде [3]:

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

Безразмерные комплексы в абсолютном и относительном движении связаны соотношением $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\pi}{2} K_{r1,2}^2 k_Q - \frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q}$.

Кинематические комплексы $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q}$ и $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q}$ выражаются через осредненные углы абсолютного $\tilde{\alpha}_{1,2}$ и относительного $\tilde{\beta}_{1,2}$ потоков в данном сечении [3,4] $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}}, \frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q} = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}}$.

$$\text{ctg} \tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg} \tilde{\beta}_1}{S_1} - (1-k)S_2 \mu + (1-k)\frac{\pi}{2} S_2 \left[\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_r}{R}\right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R}\right)^2}{1-k} \right] K_Q \quad (2)$$

Величины кинематических комплексов $\frac{\Gamma_1 D}{Q}$ и $\frac{\Gamma_2 D}{Q}$ практически не меняются вдоль потока в пределах безлопастных участков ПЧ. В соответствии с этим на участках ПЧ между сечениями 0-0, 1-1, 2-2, 3-3 имеет место равенство: $\frac{\Gamma_0 D}{Q} = \frac{\Gamma_1 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_0}{S_0} = \frac{\text{ctg} \alpha_1}{S_1}$, $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_2}{S_2} = \frac{\text{ctg} \alpha_3}{S_3}$.

Приведенные обозначения означают:

$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q_1} = \frac{\pi n_1}{30 Q_1}$ – обобщенный режимный параметр;

L_{PK}, L – символические обозначения набора безразмерных геометрических параметров соответственно РК и ПЧ в целом;

$\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\Gamma_2 D}{Q}$ – безразмерные кинематические комплексы, характеризующие направление потока перед и за решеткой РК;

k, μ, Λ – гидродинамические параметры пространственной решетки.

$\tilde{\alpha}_1, \tilde{\alpha}_2$ – осредненные углы потока в абсолютном движении соответственно на входе и выходе из РК:

$\text{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2} = \frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} S_{1,2}$, где $\tilde{\beta}_1, \tilde{\beta}_2$ – осредненные углы потока соответственно на входе и выходе из РК в относительном движении: $\text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2} = \frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q} S_{1,2}$,

$\bar{\Gamma}_{1,2}$ и $\bar{\Gamma}_{1,2w}$ – осредненная циркуляция потока на входе и выходе из РК соответственно в абсолютном и относительном движениях.

$S_{1,2}$ – параметры, характеризующие высоту ПЧ в окрестности входной и выходной кромок; k – коэффициент прозрачности; μ – параметр, характеризующий направление потока в относительном движении, при котором гидравлический момент на решетке равен нулю $\mu = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{01}}{S_1} = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{02}}{S_2}$.

$\tilde{\beta}_{01}, \tilde{\beta}_{02}$ – осредненные углы потока, характеризующие направление осредненного относительного потока в сечениях входа и выхода из РК, соответствующие нулевому моменту на РК.

$\Lambda = \frac{r_a}{R}$ – безразмерный активный радиус решетки.

Более подробно смысл обозначений, касающихся принятого кинематического описания потока в ПЧ приведен в [7].

В зависимости от кинематических комплексов, характеризующих поток в характерных сечениях ПЧ, выражаются гидродинамические характеристики лопастных систем.

Гидродинамическими характеристиками направляющего аппарата (НА) являются зависимости: коэффициента потерь от безразмерного комплекса, определяющего направление потока за НА $k_{h \text{ под}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$

– характеристика потерь НА; зависимость $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0)$

– кинематическая характеристика НА (тарировка НА).

Гидродинамические характеристики пространственной решетки РК включают в себя: кинематические, теоретические характеристики (характеристики силового взаимодействия потока с РК), характеристики потерь, представленные в безразмерном виде.

Приведенное кинематическое описание лежит в основе функциональной модели рабочего процесса, устанавливающей связь энергетических и режимных параметров с гидродинамическими характеристиками ПЧ:

$$\eta_r = \frac{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{g} Q_1^2 \quad (3)$$

$$Q = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right) + k_h \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}} \quad (4)$$

$$N_r = \gamma Q_1 \eta_r = \gamma \frac{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right) + k_h \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)} \sqrt{\frac{g}{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right) + k_h \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}} \quad (5)$$

Из (3) и (4) следует выражения КПД

$$\eta_r = \frac{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right) + k_h \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}, \quad (6)$$

где $k_h = \frac{(1-\eta)g}{Q_1^2}$ – коэффициент гидравлических потерь.

В функциональной модели рабочего процесса, представленной (3) – (6): $K_{HT} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)$ – теоретическая напорная характеристика, $k_h \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)$ – характеристика потерь ПЧ.

Теоретическая характеристика устанавливает зависимость теоретического коэффициента $K_{HT} = \frac{g H_T D^4}{Q_1^2}$ от обобщенных кинематических параметров $k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и геометрических параметров РК – L . Характеристика потерь $k_h = \frac{g h D^4}{Q_1^2}$ отражает связь коэффициента потерянного напора с параметрами $k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и геометрией РК – L .

Структура зависимости коэффициента теоретического напора от гидродинамических параметров, установлена [2] для РК различных типов:

$$k_{HT} = \frac{g H_T D^4}{Q_k^2} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_k} \right) \frac{\omega D^3}{Q_k} \quad (7)$$

Учитывая, что $N_r = \gamma Q_k H_T$ находим, что $k_{HT} = k_{\Delta NT}$

$$k_{NT} = \frac{N_r D^4}{\rho Q_k^3} = k_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_k} \right) \frac{\omega D^3}{Q_k} \quad (8)$$

где k_{NT} – коэффициент гидравлической мощности.

Структура зависимости (7) хорошо согласуется с опытными данными для различных типов ГТ [6]. Вопрос о структуре зависимости коэффициента потерь ПЧ исследован недостаточно. Решение этого вопроса составляет одну из основных задач теории рабочего процесса.

Данные опытных исследований рабочих органов показывают наличие минимумов в характеристиках потерь НА $k_{hNA} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)$ и РК $k_{PK} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_{1w} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right)$ [8, 9]. Комплексы, входящие в эти зависимости, характеризуют: $\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}$ – направление

потока создаваемой спиральной камерой и статором, $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1w} D}{Q} \right) = \left(\frac{ctg \beta_1}{S_1} \right)$ и

$\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right) = \left(\frac{ctg \alpha_2}{S_2} \right)$

– соответственно направление относительного потока перед РК и направление абсолютного потока за РК (β_1 – осредненный угол потока в относительном движении перед РК, α_2 – осредненный угол абсолютного потока за РК).

Наличие минимума в характеристиках потерь позволяет представить их структурные зависимости в следующем виде:

$$k_{NA} = k_{NAmin} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 \quad (9)$$

$$k_{PK} = k_{PKmin} + b \left(\frac{\bar{\Gamma}_{1w} D}{Q} - \mu_m \right)^2 + c \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right)^2, \quad (10)$$

где k_{NAmin}, k_{PKmin} – минимальные потери, обусловленные потерями трения в НА и РК, соответственно; $\mu_m = \frac{ctg \beta_{1m}}{S_1}$ – направления относительного потока, при котором отсутствуют потери, обусловленные отрывом потока при обтекании входной кромки лопасти; a и b – параметры, определяемые геометрией входных элементов соответственно НА и РК, c – параметр определяемый геометрией выходных элементов лопасти РК.

С учетом кинематических зависимостей характеристика гидравлических потерь всей ПЧ может быть представлена в виде:

$$k_h = k_{сн} + k_{ср} + k_{NAmin} + k_{PKmin} + k_{отсmin} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2 \quad (11)$$

где $k_{сн}, k_{ср}$ – минимальное значение коэффициента потерь, обусловленные потерями трения на участке ПЧ, включающем спиральную камеру и статор [10].

Параметры a , b и c в (11) не зависят от режима работы и определяются с помощью опытных данных. В соответствии с [11] приближенно можно полагать:

$$a = \frac{k_{НА}}{2\pi^2 K_{r1НА}^2}, \quad b = \frac{k_1}{2\pi^2 K_{r1}^2}, \quad c = \frac{k_2}{2\pi^2 K_{r2}^2},$$

где $K_{r1НА} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1НА}}{R_{НА}} \right)^2 dQ$, $K_{r1,2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ$.

Подстановка полученных выражений для K_{HT} (7) и k_h (11) позволяет перейти от функционального описания рабочего процесса (3) – (4) к развернутым уравнениям его математической модели. Для густых решеток РО РК коэффициент прозрачности решеток k мал, поэтому в формулах (7, 8) полагаем $k=0$.

$$\eta_r = \frac{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + k_{min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}, \quad (12)$$

$$Q_i = \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + k_{min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}, \quad (13)$$

где $k_{min} = k_{сн} + k_{сг} + k_{НА min} + k_{PK min} + k_{отс min}$ – минимальное значение коэффициента потерь, обусловленного потерями трения во всей ПЧ.

Интегральные гидродинамические параметры РК, входящие в (12) – (13): Λ , μ , μ_m и K_{r1} могут быть найдены как расчетным, так и опытным путем.

Для определения гидродинамических параметров пространственной решетки решалась задача параметрической идентификации. Параметры модели (11), структура которой определена выше, находились по данным энергетических испытаний. При решении задачи использовался метод наименьших квадратов и определялись такие значения параметров-коэффициентов, чтобы модель (11) обеспечивала наилучшее приближение к заданным экспериментальным точкам.

В табл. 1 приводятся значения гидродинамических параметров для ГТ в широком диапазоне изменения напора РО–45, РО–230, РО–500. Расчетные и опытные величины показывают удовлетворительное совпадение.

Таблица 1

Гидродинамические параметры пространственной решетки

	μ		Λ		μ_m		K_{r1}	
	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет
РО-500	12.05	11.28	0.589	0.50	7.90	5.74	0.96	1
РО-230	8.89	9.70	0.67	0.70	4.02	3.03	0.94	0.96
РО-45	5.46	6.22	0.71	0.74	2.03	1.80	0.78	0.80

В таблице приведены значения гидродинамических параметров, полученные с помощью модели течения $C_m = V(l)Q$ [7], базирующейся на допущении

о неизменности поверхностей тока при изменении режимных параметров:

$$\Lambda = \frac{\bar{r}_a^2}{R^2} = \sqrt{\frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_a}{R} \right)^2 dQ}, \quad \mu = \frac{ctg\beta_{02} D}{\Delta_2} = \frac{D \int qctg\beta_{02} dQ}{Q^2},$$

где $q = \frac{\Delta Q}{\Delta_2} = 2\pi r_2 C_{2m}$ – расход, отнесенный к толщине слоя в окрестности выходной кромки, Δ_2 – толщина слоя, отнесенная к $D_1 = 1$ м, C_{2m} – меридиональная скорость на выходной кромке, $r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin\beta_2 \sin\gamma_2}$ – активный радиус решетки, β_{02} – углы потока на выходе из элементарной решетки, соответствующий

нулевому моменту [10].

При разбивке лопастной системы РК на n элементарных решеток с одинаковым расходом формулы

для определения интегральных гидродинамических параметров РК принимают вид:

$$\mu_m = \frac{\sum_i \frac{ctg\beta_{0yi}}{s_i}}{n}, \quad k_{r1}^2 = \sqrt{\frac{\sum_i \left(\frac{r_{1a_i}}{R} \right)^2}{n}}, \quad \mu = \frac{D_1}{n^2} \sum_i \frac{ctg\beta_{02i}}{\tilde{\Delta}'_2},$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sum_i \frac{r_{a_i}^2}{R}}{n}}, \quad \tilde{\Delta}'_2 = \frac{\tilde{\Delta}_2}{D} = \frac{Q}{2\pi \int r'_2 B'_2 dQ}.$$

Гидродинамические параметры пространственной решетки РК K_{r1} и μ_m являются интегральными характеристиками входной геометрии лопасти. При этом K_{r1} определяется в основном расположением входной кромки в меридиональной проекции РК, а параметр μ_m является обобщенной (интегральной) характеристикой угла безударного обтекания.

Гидродинамические параметры μ , λ характеризуют геометрию выходной кромки лопасти. Параметр μ является интегральной характеристикой распределения выходных геометрических углов вдоль выходной кромки, а параметр λ определяется расположением выходной кромки в меридиональной проекции РК.

Приведенное математическое описание рабочего процесса (7) – (13) может быть использовано, как для оценки влияния рабочих органов в целом, так и отдельных элементов ПЧ на формирование энергетических характеристик ГТ.

Влияние спиральной камеры и статора отражено соответствующими коэффициентами потерь. Внесение изменений в геометрию НА проявляется в изменении его гидродинамических характеристик:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0) \quad \text{– кинематическая характеристика НА,}$$

$$k_{h \text{ под}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) \quad \text{– характеристика потерь НА.}$$

Влияние РК на энергетические характеристики отражено наличием двух функций $K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ и $k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ в математической модели рабочего процесса, описывающих гидродинамические характеристики РК.

Задача улучшения энергетических показателей связана с совершенствованием гидродинамических характеристик элементов ПЧ, путем внесения изменений в их геометрию.

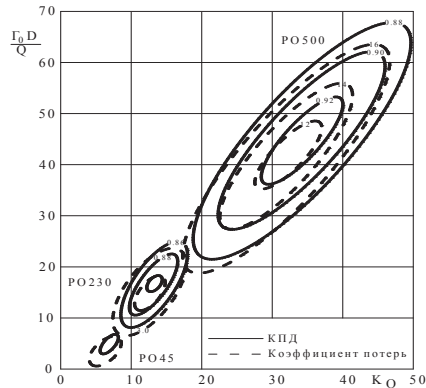


Рис. 2. Изолинии КПД и коэффициента потерь ПЧ

На рис. 2 показаны изолинии КПД $\eta = f\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$ и изолинии коэффициентов потерь $k_h = f\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$ для ГТ в широком диапазоне изменения напоров $H = 45 \div 500$ м, представляющие собой эллипсообразные овалы. Сравнительный анализ $\eta\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ и $k_h\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ показывает существенное влияние коэффициента потерь ПЧ на формирование зависимости $\eta = f\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ в диапазоне основных эксплуатационных режимов.

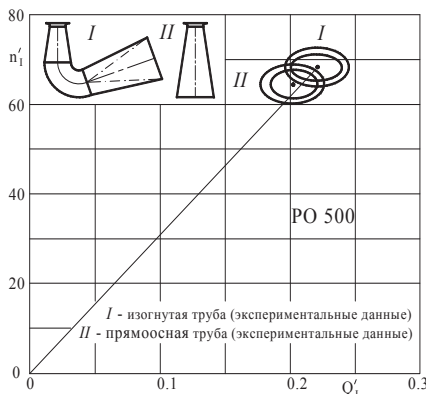


Рис. 3. Результаты расчетных и опытных данных различных вариантов отсасывающих труб

Следует отметить закономерное смещение, как изолиний гидравлического КПД, так и изолиний коэффициентов потерь в поле безразмерных параметров

$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q$ при переходе от одной быстроходности к другой. Характерным является то, что для каждой из быстроходностей режимы $\max \eta$ и $\min k_h$ располагаются на одной и той же прямой $k_{Q_{opt}} = const$, т.е. координаты оптимального режима $k_{Q_{opt}}$ и режима минимума коэффициентов потерь $k_{Q_{h_{min}}}$ практически одинаковы.

На рис. 3 приведены данные полученные по результатам модельных испытаний РО ГТ типа РО-500 с прямоосной и изогнутой отсасывающими трубами. При замене прямоосной трубы на изогнутую отсасывающую трубу параметр оптимального режима $K_{Q_{opt}}$ – остается практически неизменным, т.е. в поле параметров $n_1 - Q_1$, происходит смещение оптимального режима вдоль луча. Аналогичный результат имеет место для осевых ГТ [4].

На рис. 4 представлены изолинии гидравлического КПД $\eta_r\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$, изолинии коэффициента потерь во всей ПЧ $k_h\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$, а также изолинии коэффициента потерь РК $k_{PK}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$.

Близость изолиний $\eta_r\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ и $k_{PK}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ иллюстрируют определяющую роль РК в формировании энергетических характеристик ГТ в диапазоне основных эксплуатационных режимов.

Изменению геометрии подвода и отвода слабо влияет на величину $k_{Q_{opt}}$. Величина $k_{Q_{opt}}$ определяется геометрией РК, так что $k_{Q_{opt}} \approx k_{Q_{k_{PKm}}}$. Влияние подводящих и отводящих органов проявляется в некотором изменении коэффициента потерь и, следовательно, в некотором изменении величины гидравлического КПД на оптимальном режиме.

Влияние геометрических параметров РК на энергетические характеристики отражается в зависимостях (7) и (11) – гидродинамическими параметрами ее пространственной решетки. Внесение изменений в геометрию РК приводит к изменению, как теоретической напорной характеристики $K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$, так и характеристики потерь $k_{PK}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$.

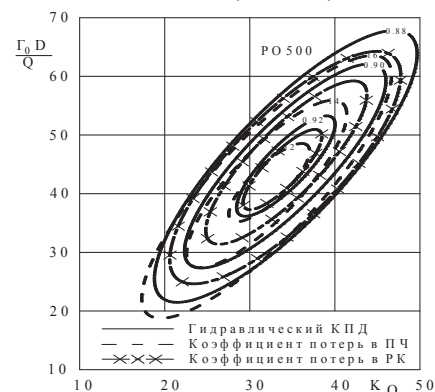


Рис. 4. Изолинии КПД, коэффициента потерь ПЧ и коэффициента потерь РК

Приведены результаты сравнительных испытаний различных модификаций лопастной системы РК высоконапорной турбины РО-500. При неизменных очертаниях полости лопастные системы РК отличались друг от друга значениями входных геометрических углов лопасти. Результаты опытных исследований показывают, что изменение входных элементов в достаточно широком диапазоне (рис. 5) практически не влияет на параметр $K_{Q_{\text{опт}}}$. Режим оптимального КПД для всех трех случаев располагается вблизи оптимального луча.

РК выполняет основную роль в формировании энергетических характеристик, поэтому, особый интерес представляет исследование влияния его геометрических параметров на параметры оптимального режима. Внесение изменений в геометрию лопасти приводит к изменению гидродинамических параметров ее пространственной решетки.

При расчетном определении гидродинамических параметров пространственной решетки используется модель течения жидкости в РК, базирующая на допущении о неизменности поверхностей тока при изменении режимных параметров.

Для анализа влияния гидродинамических параметров пространственной решетки на параметры оптимального режима приведем уравнения оптимального режима [11], полученные из условий максимума КПД

$$\frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)} = 0; \quad \frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial K_Q} = 0 :$$

$$K_{Q_{\text{опт}}} = \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} \quad (14)$$

$$\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)_{\text{опт}} = \frac{\pi^2 K_{r1}^2}{k_1} \left(\frac{1 - \eta_{\text{опт}}}{2 \pi \eta_{\text{опт}}} + \frac{k_1}{2 \pi} \right) K_{Q_{\text{опт}}} - \mu_m \quad (15)$$

Подстановка этих значений в (3) – (5), (7), (11) приводит к следующим зависимостям, связывающие режимные и энергетические параметры с интегральными гидродинамическими параметрами пространственной решетки:

$$Q_{\text{I}_{\text{опт}}} = \sqrt{\frac{2 \pi g \eta_{\text{опт}}}{\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1 - \eta_{\text{опт}})}{2 k_1 \eta_{\text{опт}}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} + \mu - \mu_m \right) + \mu - \mu_m \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)}}} \quad (16)$$

$$n_{\text{I}_{\text{опт}}} = \frac{30}{\pi} \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} \times \quad (17)$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \pi g \eta_{\text{опт}}}{\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1 - \eta_{\text{опт}})}{2 k_1 \eta_{\text{опт}}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} + \mu - \mu_m \right) + \mu - \mu_m \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)}}}$$

$$N_{\text{опт}} = \gamma \eta_{\text{опт}} \sqrt{\frac{2 \pi g \eta_{\text{опт}}}{\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1 - \eta_{\text{опт}})}{2 k_1 \eta_{\text{опт}}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} + \mu - \mu_m \right) + \mu - \mu_m \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)}}} \quad (18)$$

$$\left(\frac{\text{ctg} \tilde{\alpha}_2}{S_2} \right)_{\text{опт}} = \frac{\pi \lambda^2 (\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} - \mu \quad (19)$$

$$\left(\frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_1}{S_1} \right) = \frac{K_{r1}^2 (\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} - \frac{\left(\frac{1 - \eta_{\text{опт}}}{2 \pi \eta_{\text{опт}}} + \pi \frac{k_1}{2 \pi^2} \right) (\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}}))}{\pi K_{r1}^2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{\text{опт}}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{\text{опт}}} \right) \right)} + \mu_m \quad (20)$$

$$K_{HTOHT} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\left(\frac{1-\eta_{OHT}}{4\pi b \eta_{OHT}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 \right) (\mu - \mu_m (1-\eta_{OHT}))}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{OHT}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{OHT}}{2} - \frac{1}{2\eta_{OHT}} \right) \right)} + \mu - \mu_m - \frac{\lambda^2 (\mu - \mu_m (1-\eta_{OHT}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{OHT}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{OHT}}{2} - \frac{1}{2\eta_{OHT}} \right) \right)} \right] \times \frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{OHT})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{OHT}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{OHT}}{2} - \frac{1}{2\eta_{OHT}} \right) \right)} \quad (21)$$

Уравнения (24) – (29) следует использовать для численной оценки максимально возможных значений расхода, мощности, частоты вращения при заданной геометрии РК.

$$K_{h \rightarrow B} = K_{hm} + \frac{\pi K_{r1}^2 (1-\eta_{OHT})^2}{8 k_1 \eta_{OHT}^2} \left[\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{OHT})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{OHT}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{OHT}}{2} - \frac{1}{2\eta_{OHT}} \right) \right)} \right]^2 + \frac{k_2}{2\pi^2 K_{r2}^2} \left[\frac{\lambda^2 (\mu - \mu_m (1-\eta_{OHT}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{OHT}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{OHT}}{2} - \frac{1}{2\eta_{OHT}} \right) \right)} - \mu \right]^2 \quad (22)$$

Необходимость такого анализа возникает в процессе совершенствования ПЧ.

Анализ кинематических условий на входе и выходе РК с помощью зависимостей (19) – (20) показывает, что направление относительного потока при обтекании входной кромки на оптимальном режиме $\left(\frac{ctg \beta_1}{S_1} \right)_{OHT}$, не совпадает с направлением относительного потока $\mu_m = \left(\frac{ctg \beta_{OY}}{S_1} \right)$, при котором отсутствуют ударные потери.

Зависимость гидравлического КПД на оптимальном режиме от интегральных гидродинамических параметров РК представляется уравнением:

Аналогичным образом, направление потока за РК на оптимальном режиме $\left(\frac{ctg \alpha_2}{S_2} \right)_{OHT}$ не совпадает с направлением нормального выхода из РК.

$$\frac{(1-\eta_{OHT})^2}{4\pi^2 \eta_{OHT}^2} \left((\mu - \mu_m)^2 + \frac{2\pi^2 K_{r1}^2 \left(K_{hm} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 K_{r2}^2} \right)}{k_1} \right) + \frac{(1-\eta_{OHT})}{\eta_{OHT}} \left((\mu - \mu_m) \frac{k_2 \lambda^2 \mu}{2\pi^2 K_{r2}^2} + \left(K_{hm} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 K_{r2}^2} \right) (K_{r1}^2 - \lambda^2) \right) + \frac{\pi^2 k_2 \lambda^4 \mu^2}{4\pi^4 (K_{r2}^2)^2} - \frac{\pi^2 k_2 \lambda^4}{2\pi^2 K_{r2}^2} \left(K_{hm} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 K_{r2}^2} \right) = 0 \quad (23)$$

Режим безударного обтекания и нормального выхода, как следует из (28) – (29), имеет место только в предположении $\eta_r = 1$.

Анализ зависимостей (24) – (29) показывает опреде-

Из (16) – (22) следует, что параметры оптимального режима его кинематические и энергетические характеристики определяются интегральными гидродинамическими параметрами РК.

Поскольку максимальный гидравлический КПД современных ГТ достаточно высок, для оценки параметров оптимального режима представляет интерес рассмотрение предельного случая $\eta_r = 1$:

ляющее влияние интегральных гидродинамических параметров на параметры оптимального режима. Результаты численного анализа показывают, что величина расхода (табл. 2) и приведенная мощность на оптимальном режиме определяются параметром μ , зависящего от величины и распределения геометрических углов вдоль выходной кромки РК (рис. 5).

$$K_{Q \text{ пред}} = \frac{2\mu}{\pi \lambda^2} \quad (24)$$

$$Q_{I \text{ пред}} = \pi \lambda \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{\mu K_{r1}^2}{\lambda^2} - \mu_m \right) \mu}} \quad (25)$$

$$n_{I \text{ пред}} = \frac{60 \mu}{\pi \lambda} \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{\mu K_{r1}^2}{\lambda^2} - \mu_m \right) \mu}} \quad (26)$$

$$\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)_{\text{пред}} = K_{r1}^2 \frac{\mu}{\lambda^2} - \mu_m \quad (27)$$

$$\left(\frac{ctg \beta_1}{S_1} \right)_{\text{пред}} = \mu_m \quad (28)$$

$$\left(\frac{ctg \alpha_2}{S_2} \right)_{\text{пред}} = 0 \quad (29)$$

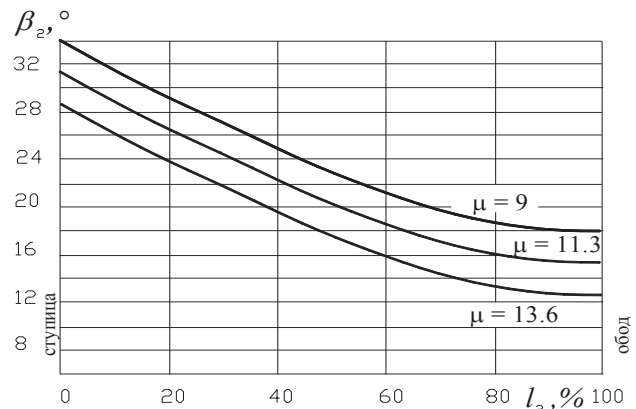


Рис. 5. Распределение геометрических углов вдоль выходной кромки

Величина λ характеризует положение выходной кромки в меридиональной проекции. Изменение по-

ложения выходной кромки в приемлемом диапазоне (рис. 6) не приводит к существенному изменению λ , и следовательно в гораздо меньшей степени оказывает влияние на величину приведенного расхода $Q_{\text{Iонт}}$ и приведенной мощности $N_{\text{Iонт}}$.

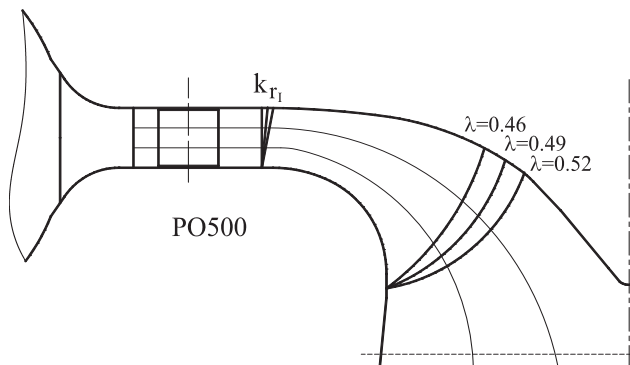


Рис. 6. Гидротурбина типа PO500. Изменение k_{r1} и λ

Интегральные характеристики входных элементов лопасти K_{r1} и μ_m – зависящие соответственно от положения кромки в меридиональной проекции и распределения угла безударного обтекания, мало влияют на величину приведенного расхода. Уменьшение K_{r1} , обусловленное наклоном входной кромки к оси турбины, приводит к некоторому повышению приведенного числа оборотов n_1 на оптимальном режиме.

Таблица 2

Влияния выходной части лопасти на параметры оптимального режима

λ	$Q_{\text{Iонт}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	$n_{\text{Iонт}}$, сек^{-1}	μ	$Q_{\text{Iонт}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	$n_{\text{Iонт}}$, сек^{-1}
0.46	0.215	61.3	9	0.25	62.6
0.49	0.219	62.3	11.3	0.219	63.3
0.52	0.222	62.9	13.6	0.188	61.3

Выводы

1. На основе опытных данных установлена общая структура зависимости коэффициента потерь РК от интегральных гидродинамических параметров пространственной решетки и обобщенных режимных параметров. Параметры этой зависимости определены по опытным данным с помощью параметрической идентификации, удовлетворительно согласуются с расчетными данными.

2. Получены формулы для оценки влияния геометрических параметров РК на энергетические и режимные параметры ГТ.

3. Направление относительного потока при обтекании входной кромки на оптимальном режиме, не совпадает с направлением относительного потока, при котором отсутствуют ударные потери. А направление абсолютного потока за РК на оптимальном режиме не совпадает с направлением нормального выхода из РК.

Литература

1. Викторов Г. В. Классификация гидромашин и баланс энергии : учеб. пособие / Герман Владимирович Викторов. – М., 1979. – 94 с.
2. Тиме И. В. Выбор основных параметров и типоразмеров обратной гидромашин для Днестровской ГАЭС / И. В. Тиме, И. Э. Этинберг // Тр. ЦКТИ. – Л., 1981. – Вып. 186. – С. 15-27.
3. Кузьминский С. С. Применение уравнения баланса энергии для оценки энергетических характеристик гидротурбин / С. С. Кузьминский, И. М. Пылев // Энергомашиностроение. – 1977. – № 2. – С. 17–18.
4. Войташевский Д. А. Об оптимальном режиме работы пропеллерной гидротурбины / Тр. ВНИИГидромаша. – М. 1956. – Вып. 19. – С. 3-19.
5. Войташевский Д. А. Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам / Д. А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88.
6. Колычев В. А. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 4/3 (22). – С. 54–64.
7. Колычев В.А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах // Учебное пособие. Киев: ИСС. - 1995. – 272с.
8. Никитин И. М. Новый способ экспериментального определения гидравлических потерь энергии в направляющих аппаратах гидротурбин / И. М. Никитин // Тр. ВНИИГидромаша. – 1972. – Вып. 43. – С. 168–185.
9. Колычев В. А. Применение безразмерных параметров для анализа энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2008. – № 4/5 (34). – С. 49–57.
10. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106.
11. Колычев В. А. О влиянии геометрических параметров проточной части на оптимальный режим радиально-осевой гидротурбины / В.А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский [и др.] // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков, 1998. – №15. – С. 50–57.