

К.А. МИРОНОВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ “ХПИ”;
И.И. ТЫНЬЯНОВА, старший преподаватель, НТУ “ХПИ”

ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

У даній роботі визначаються гідродинамічні характеристики елементів проточної частини гідротурбіни. Встановлюється вплив гідродинамічних характеристик на формування енергетичних характеристик радіально-осевої гідротурбіни. На підставі дослідних даних визначається структура й параметри залежності коефіцієнта втрат від геометричних і режимних параметрів.

В данной работе определяются гидродинамические характеристики элементов проточной части гидротурбины. Устанавливается влияние гидродинамических характеристик на формирование энергетических характеристик радиально-осевой гидротурбины. На основании опытных данных определяется структура и параметры зависимости коэффициента потерь от геометрических и режимных параметров.

In the given work hydrodynamic characteristics of elements of a flow space of the Francis turbine are defined. Influence of hydrodynamic characteristics on formation of power characteristics of the Francis turbine is established. On the basis of the skilled data the structure and parameters of dependence of factor of losses of the runner from geometrical and regime parameters is defined.

Введение. 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. 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 радиально-осевой (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.

Основная часть. 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 [1,2].

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 быть представлена в виде [3]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - \left(-k \frac{\omega D^3}{Q} + \left(-k \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) \right) \quad (1)$$

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

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] $\frac{\Gamma_{1,2} D}{Q} = \frac{ctg \alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \frac{\Gamma_{1,2w} D}{Q} = \frac{ctg \beta_{1,2}}{S_{1,2}}$.

$$ctg \tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2 ctg \tilde{\beta}_1}{S_1} - \left(-k \frac{\omega D^3}{Q} + \left(-k \frac{\pi}{2} S_2 \left[\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_{2r}}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R} \right)^2}{1-k} \right] K_Q \right) \right) \quad (2)$$

Более подробно смысл приведенных обозначений, касающихся кинематического описания потока в ПЧ приведен в [5].

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 $k_{h\text{нн}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ – характеристика

потерь НА; зависимость $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right)$ – 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:

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

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

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

Из (3) и (4) следует выражения КПД

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

где $k_h = \frac{(1-\eta_A)g}{Q_I^2}$ – 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} от обобщенных кинематических параметров $k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и геометрических параметров РК – L . Характеристика потерь k_h отражает связь коэффициента потеряннного напора с параметрами $k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и геометрией РК – L .

Структура зависимости коэффициента теоретического напора от гидродинамических параметров, установлена в [6] для РК различных типов:

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

Учитывая, что $N_\Gamma = \gamma Q_k H_O$ находим, что $k_{HT} = k_{\Delta NT}$

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

где $k_{N\bar{A}}$ – коэффициент гидравлической мощности.

Структура зависимости (7) хорошо согласуется с опытными данными для различных типов ГТ [2]. 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 $k_{h\bar{A}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{NI} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ и РК

$k_{DE} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}\right)$ [7,8]. Комплексы, входящие в эти зависимости характеризуют: $\frac{\bar{\Gamma}_{NI} D}{Q}$ – направление потока создаваемой спиральной

камерой и статором, $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W} D}{Q}\right) = \left(\frac{\alpha g \tilde{\beta}_1}{S_1}\right)$ и $\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}\right) = \left(\frac{\alpha g \tilde{\alpha}_2}{S_2}\right)$ – соответственно направление относительного потока перед РК и направление абсолютного потока за РК ($\tilde{\beta}_1$ – осредненный угол потока в относительном движении перед РК, $\tilde{\alpha}_2$ – осредненный угол абсолютного потока за РК).

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

$$k_{i\bar{A}} = k_{i\bar{A} \text{ } m} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{\bar{n}} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2; \quad k_{D\bar{E}} = k_{D\bar{E} \text{ } m} + b \left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W} D}{Q} - \mu_m \right)^2 + c \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right)^2,$$

где $k_{i\bar{A} \text{ } m}$, $k_{D\bar{E} \text{ } m}$ – минимальные потери, обусловленные потерями трения в НА и РК, соответственно; $\mu_m = \frac{ctg\tilde{\beta}_{1m}}{S_1}$ – 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:

$$k_h = k_{\bar{n}} + k_{\bar{n}0} + k_{i\bar{A} \text{ } \min} + k_{D\bar{E} \text{ } \min} + k_{i0\bar{n} \text{ } \min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{\bar{n}} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \\ + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2, \quad (9)$$

где $k_{\bar{n}}$, $k_{\bar{n}0}$ – минимальное значение коэффициента потерь, обусловленные потерями трения на участке ПЧ, включающем спиральную камеру и статор [9].

Параметры a , b и c в (9) не зависят от режима работы и определяются с помощью опытных данных. В соответствии с [10] приближенно можно полагать:

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

$$\text{где } K_{r1\bar{A}} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1\bar{A}}}{R_{i\bar{A}}} \right)^2 dQ, \quad K_{r1,2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ.$$

Подстановка полученных выражений для K_{HT} (7) и k_h (9) 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 $k=0$.

Ввиду громоздкости полученных выражений они не приводятся. Интегральные гидродинамические параметры РК, входящие в полученные выражения: Λ , μ , μ_m и K_{r1} могут быть найдены как расчетным, так и опытным путем [2,8,9].

Для определения гидродинамических параметров пространственной решетки решалась задача параметрической идентификации [11]. Параметры модели (9), структура которой определена выше, находились по данным энергетических испытаний. При решении задачи использовался метод наименьших квадратов и определялись такие значения параметров-коэффициентов, чтобы модель (9) обеспечивала наилучшее приближение к заданным экспериментальным точкам.

В табл. 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 – Гидродинамические параметры пространственной решетки

Тип	μ		λ		μ_m		K_{r1}	
ГТ	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

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 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.

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.

На рис. 1 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 $K_{Q\tilde{\eta}0}$ – остается практически неизменным, т.е. в поле параметров $\eta_I - Q_I$, происходит смещение оптимального режима вдоль луча. Аналогичный результат имеет место для осевых ГТ [4].

На рис. 2 представлены изолинии гидравлического КПД $\eta_{\Gamma}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$, 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 $\eta_{\Gamma}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ 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.

Изменение геометрии подвода и отвода слабо влияет на величину $k_{Q\tilde{\eta}0}$. Величина $k_{Q\tilde{\eta}0}$ определяется геометрией РК, так что $k_{Q\tilde{\eta}0} \approx k_{Q\tilde{\eta}0}|_{k_{PKm}}$.

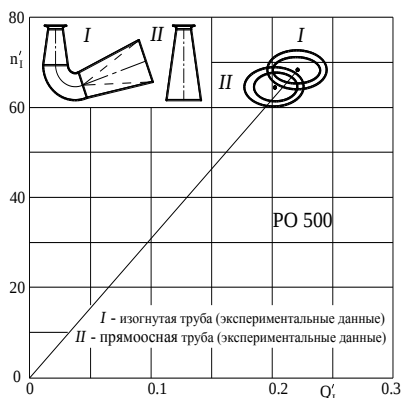


Рисунок 1 – Результаты расчетных и опытных данных различных вариантов отсасывающих труб

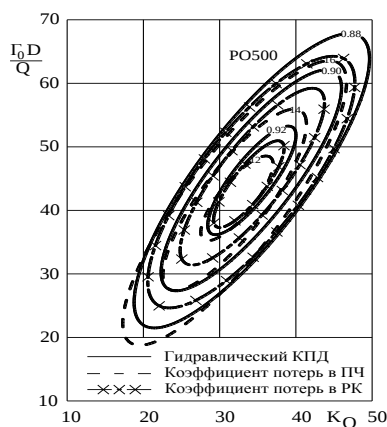


Рисунок 2 – Изолинии КПД, коэффициента потерь ПЧ и коэффициента потерь РК

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 $K_{нт} \left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)$, так и характеристики потерь $k_{де} \left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)$.

Выводы. 1. Установлена определяющая роль РК в формировании энергетических характеристик ГТ в диапазоне основных эксплуатационных режимов. 2. По опытным данным определены гидродинамические параметры пространственной решетки. Они удовлетворительно согласуются с расчетными данными, которые получены с помощью параметрической идентификации.

Список литературы: 1. *Войташевский Д. А.* Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам / Д. А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88. 2. *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. Тынянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 4/3 (22). – С. 54–64. 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. *Колычев В. А.* Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учеб. пособие / Колычев Владислав Александрович. – Киев: ИСС, 1995. – 272 с. 6. *Тиме И. В.* Выбор основных параметров и типоразмеров обратимой гидромашин для Днестровской ГАЭС / И. В. Тиме, И. Э. Этинберг // Тр. ЦКТИ. – Л., 1981. – Вып. 186. – С. 15-27. 7. *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. 8. *Колычев В. А.* Применение безразмерных параметров для анализа энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тынянова // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2008. – № 4/5 (34). – С. 49–57. 9. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тынянова [и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2005. – № 1/2 (13). – С. 95–106. 10. *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. 11. *Карабутов Н. Н.* Структурная идентификация систем / Карабутов Николай Николаевич. – М.: МГИУ, 2008. – 160 с.

Надійшла до редколегії 30.09.2010