

У даній роботі наводиться методика моделювання енергетичних характеристик радіально-осьових гідротурбін на початковому етапі. Вирішується завдання модифікування лопатевою системою на основі багатоваріантного аналізу робочого процесу. На основі аналізу універсальних характеристик встановлено структуру залежності коефіцієнта втрат від геометричних та режимних параметрів

В данной работе приводится методика моделирования энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин на начальном этапе. Решается задача модифицирования лопастной системы на основе многовариантного анализа рабочего процесса. На основе анализа универсальных характеристик установлена структура зависимости коэффициента потерь от геометрических и режимных параметров

Based on analysis of the universal characteristics of the structure is installed according to the loss factor of the geometric and operational parameters. In this paper we present a method for modeling power characteristics turbines Frances at an early stage. We solve the problem modification blade systems runners based on multivariate analysis working process

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТУРБИН НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В.А. Колычев

Кандидат технических наук, профессор*

И.И. Тыньянова

Старший преподаватель*

К.А. Мионов

Кандидат технических наук, доцент*

*Кафедра «Гидравлические машины»

Национальный технический университет «Харьковский

политехнический институт»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Контактный тел.: 707-66-46

E-mail: kolychevva@rambler.ru

Введение

Улучшение энергетических показателей проектируемых гидротурбин (ГТ) непосредственно связано с совершенствованием математического моделирования рабочего процесса, являющегося основой для прогнозирования и оптимизации энергетических и кавитационных показателей. На основе математического моделирования рабочего процесса решается обширный круг вопросов, связанных с улучшением энергетических показателей. Математическое моделирование энергетических характеристик включает в себя вопросы построения математических моделей (ММ) и их применения для прогнозирования и численного анализа энергетических характеристик, проведения численного исследования влияния геометрических параметров, анализа условий формирования оптимального режима и др. В связи с этим развитие и совершенствование методов моделирования энергетических характеристик следует считать весьма актуальной задачей.

Очевидно, наиболее совершенный метод расчета энергетических характеристик основывается на применении общих уравнений движения турбулентного потока вязкой несжимаемой жидкости. Расчет параметров потока в проточной части (ПЧ), выполненный с помощью трехмерных методов, дает исчерпывающую информацию о рабочем процессе на заданном режиме работы. Такой расчет позволяет определить потери энергии в элементах ПЧ и энергетические показатели ГТ.

Такой подход к моделированию и расчету течений жидкости в ПЧ гидромашин (ГМ) реализуется в виде различных вычислительных методов решения уравнения Навье-Стокса (от конечно-разностных методов до методов конечных объемов и спектральных методов) [1 - 8].

В настоящее время для моделирования и расчета течений жидкости в ГМ используются современные коммерческие программные продукты: CFD, Fluent и др., которые позволяют адекватно моделировать сложные физические процессы, имеющие место при

течении жидкости в ПЧ ГМ. При этом расчет одного режима составляет от 6 до 10 часов машинного времени [9].

Определение энергетических показателей (КПД, мощности) в диапазоне основных эксплуатационных режимов $p'_1 - Q'_1$ требует проведения многовариантных расчетов, что приводит к резкому возрастанию машинного времени.

Чрезвычайно большие затраты машинного времени имеют место при проведении численного исследования влияния геометрических параметров элементов ПЧ на энергетические показатели, а также при оптимизации этих параметров.

В связи с указанными сложностями при реализации трехмерных методов расчета вязкого потока представляется актуальной разработка приближенных методов расчета потерь и энергетических показателей, базирующихся на упрощенных моделях течения в элементах ПЧ. На основе этих моделей определяются различные виды потерь: потери трения, кромочные, ударные, индуктивные и др. Эти данные используются для составления поэлементного баланса потерь в ПЧ.

В работах [10, 11] излагается приближенная методика определения баланса потерь энергии в радиально-осевой (РО) ГТ. Эта методика применена для анализа энергетического баланса ГТ на напоры $H = 75...230$ м. При составлении и анализе энергетического баланса используется приближенный подход, при котором рабочее колесо (РК) РО ГТ уподобляется некоторой средней решетке [10, 11]. Рассматриваются соотношения между различными видами потерь в диапазоне основных рабочих режимов. Делается вывод о том, что наиболее существенно изменяются циркуляционные потери за РК и потери в РК. Потери в спиральной камере, направляющем аппарате (НА) и отсасывающей трубе также изменяются, однако на вид универсальной характеристики они влияют в меньшей степени.

В работах [12, 13] на основе одномерного подхода с привлечением расчетных и опытных данных о коэффициентах потерь определяется баланс потерь энергии и на его основе проводится расчет универсальной характеристики. С помощью этой методики проводится анализ влияния некоторых геометрических параметров РК на вид универсальной характеристики.

В работе [14] для прогнозирования и анализа энергетических характеристик используется упрощенная схема совместного решения двух двумерных задач: осесимметричного течения жидкости и расчета обтекания решеток. Расчет параметров потока в РК проводится без уточнения поверхностей тока. Для расчета потерь энергии привлекается приближенное решение уравнений осесимметричного движения без уточнения кривизны линий тока и величин углов, характеризующих наклон линий тока в окрестности выходной кромки. На основе кинематического расчета проводится расчет отдельных видов потерь энергии и анализируется энергетический баланс.

Методы расчета энергетических характеристик, используемые в этих работах, базируются на проведении расчетов обтекания лопастных систем. Это предполагает знание полной информации о геометрии ПЧ.

Предлагаемый подход позволяет моделировать энергетические характеристики на начальных этапах

проектирования ПЧ при отсутствии полной информации о геометрии лопастных систем. Существенным отличием предлагаемой методики является использование уравнений ММ в безразмерной форме. Последнее обстоятельство дает дополнительные возможности для привлечения опытных и расчетных данных, полученных при исследовании элементов ПЧ близкой быстроходности.

Целью данной работы является разработка методики моделирования энергетических характеристик РО ГТ на начальном этапе проектирования.

Задачами работы являются:

- установление структуры зависимости коэффициента потерь РК от геометрических и режимных параметров на основе анализа универсальных характеристик РО ГТ в широком диапазоне быстроходности;
- построение ММ энергетических характеристик РО ГТ в широком диапазоне быстроходности;
- анализ условий формирования энергетических характеристик РО ГТ в диапазоне основных эксплуатационных режимов;
- разработка методики численного эксперимента позволяющей осуществлять целенаправленный поиск вариантов лопастных системы РК, обеспечивающих заданные параметры оптимального режима.

При моделировании энергетических характеристик ГТ будем исходить из общего функционального описания рабочего процесса [15].

Основные параметры ГТ при заданной геометрии ПЧ связаны между собой функциональной зависимостью. При этом, для заданной ГМ только два параметра являются независимыми.

Остальные являются зависимыми от этих двух независимых параметров.

Для ГМ, с различным диаметром D , работающих с различной плотностью ρ и динамической вязкостью μ , можно записать:

$$\left. \begin{aligned} H &= f_1(Q, \omega, D, L, a_0, \Delta, \rho, \mu) \\ M &= f_2(Q, \omega, D, L, a_0, \Delta, \rho, \mu) \\ N &= f_3(Q, \omega, D, L, a_0, \Delta, \mu) \\ \eta &= f_4(Q, \omega, D, L, a_0, \Delta, \mu) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

В этих зависимостях: H - напор ГТ; ω - угловая частота вращения РК; N - мощность на валу ГТ; a_0 - открытие НА; Δ - шероховатость; ρ - плотность жидкости; μ - динамический коэффициент вязкости.

С помощью теории размерности можно от размерных соотношений (1) перейти к соотношениям между безразмерными комплексами. Если использовать в качестве величин с независимой размерностью - ρ, D, ω , то функциональные зависимости (1) могут быть представлены в безразмерной форме:

$$\left. \begin{aligned} k_M^* &= f_M^* \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{L}{D}, \frac{a_0}{D}, \frac{\Delta}{D}, \frac{v}{\omega D^2} \right) \\ k_N^* &= f_N^* \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{L}{D}, \frac{a_0}{D}, \frac{\Delta}{D}, \frac{v}{\omega D^2} \right) \\ k_H^* &= f_H^* \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{L}{D}, \frac{a_0}{D}, \frac{\Delta}{D}, \frac{v}{\omega D^2} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где $k_M^* = \frac{M}{\rho \omega^2 D^5}$, $k_N^* = \frac{N}{\rho \omega^2 D^5}$, $k_H^* = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$ - коэффициенты момента, мощности и напора соответственно.

КПД ГТ выражается в зависимости от указанных безразмерных комплексов:

$$\eta = \frac{N}{\rho g Q H} = \frac{k_N^*}{k_H^*} = f_\eta \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{L}{D}, \frac{a_0}{D}, \frac{\Delta}{D}, \frac{v}{\omega D^2} \right) \quad (3)$$

В функциональной зависимости (3) комплекс $\frac{L}{D} = L'$ представляет собой набор безразмерных геометрических параметров ПЧ; $\frac{a_0}{D} = a'_0$ - безразмерное открытие НА; $\frac{\Delta}{D}$ - относительную величину шероховатости ПЧ; $\frac{v}{\omega D^2}$ - величина, обратная числу Рейнольдса.

Комплекс $\frac{a_0}{D}$ связан с кинематическим комплексом $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} : \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(a'_0)$.

Если не учитывать влияние относительной шероховатости, то безразмерные функциональные зависимости можно представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} k_M^* &= f_M^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L', Re \right) \\ k_N^* &= f_N^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L', Re \right) \\ k_H^* &= f_H^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L', Re \right) \\ \eta &= f_\eta \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L', Re \right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3}$ - режимный параметр.

Зависимость момента и мощности ГТ от числа Re в области автомодельности практически не проявляется. С учетом этого обстоятельства зависимости принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} k_M^* &= f_M^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \\ k_N^* &= f_N^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \\ k_H^* &= f_H^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \\ \eta &= f_\eta \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

КПД ГТ связан с гидравлическим КПД:

$$\eta = \eta_\Gamma \eta_d \eta_0, \quad (6)$$

$$\eta = \frac{N}{\rho g Q_k H} = \frac{H_T}{H}, \quad (7)$$

где η - гидравлический КПД; $N_\Gamma = \rho g Q_k H_T$ - гидравлическая мощность на РК; H_T - теоретический напор ГТ; $\eta_d = \frac{N_\Gamma - N_{ТН}}{N_\Gamma}$ - дисковый КПД РК, зависящий от относительной величины потерь на трение на наружных поверхностях РК; $N_{ТН} = M_{ТН} \omega$ - мощность трения на наружных поверхностях РК; $M_{ТН}$ - момент трения на наружных поверхностях РК; $\eta_0 = \frac{Q_k}{Q} = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q}$

- объемный КПД; $Q_{рк}$ - расход через РК; q - расход утечки в обход РК.

В предположении отсутствия объемных утечек $\eta = \eta_\Gamma \eta_d$.

Исходя из структуры коэффициентов k_M^*, k_N^*, k_H^* в (2), представим соответственно выражения для коэффициентов гидравлического момента, гидравлической мощности, теоретического напора и гидравлических потерь:

$$\begin{aligned} k_{M\Gamma}^* &= \frac{M_\Gamma}{\rho \omega^2 D^5}, & k_{N\Gamma}^* &= \frac{N_\Gamma}{\rho \omega^3 D^5}, \\ k_{H\Gamma}^* &= \frac{g H_\Gamma}{\omega^2 D^2}, & k_{h\Gamma}^* &= \frac{g h_\Gamma}{\omega^2 D^2}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $N_\Gamma = M_\Gamma \omega$, $H_T = \frac{M_\Gamma \omega}{\gamma Q}$.

Связь введенных в рассмотрение безразмерных комплексов с приведенными величинами, используемыми в гидротурбостроении, представляется следующим образом:

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'_1}{\pi n'_1}, \quad (9)$$

$$k_H^* = \frac{g H}{\omega^2 D^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n'^2} = \frac{g K_Q^{*2}}{Q_1'^2}, \quad (10)$$

$$k_{H\Gamma}^* = \frac{30^2 g \eta_\Gamma}{\pi^2 n_1'^2} = \frac{g \eta_\Gamma K_Q^{*2}}{Q_1'^2}, \quad (11)$$

$$k_N^* = k_{H\Gamma}^* k_Q^* = \frac{N_\Gamma}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{g Q_k H_T}{\omega^3 D^5}. \quad (12)$$

Для установления связи безразмерных комплексов (9) - (12) с приведенными величинами используем уравнение баланса энергии:

$$H = H_T + h_\Gamma \quad (13)$$

и основное уравнение ГТ:

$$H_T = \frac{(\bar{\Gamma}_1 - \bar{\Gamma}_2) \omega}{2 \pi g} \quad (14)$$

запишем в безразмерной форме:

$$k_H^* = k_{H\Gamma}^* + k_h^*, \quad (15)$$

$$k_h^* = \frac{g h}{\omega^2 D^2} \quad (16)$$

где: k_h^* - коэффициент гидравлических потерь.

Исходя из (9) - (12), запишем соответственно выражения гидравлического КПД и приведенных оборотов, расхода, и гидравлической мощности η_Γ , n'_1 , Q'_1 и N'_1 в зависимости $k_{H\Gamma}^*$ и $k_{h\Gamma}^*$:

$$\eta = \frac{\pi^2 k_{H\Gamma}^* \left(K_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right)}{30^2 g} n_1'^2, \quad (17)$$

$$k_{H\Gamma}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{n_1'^2}, \quad (18)$$

$$n_1' = \sqrt{\frac{g 30^2}{(k_{H\Gamma}^* + k_h^*) \pi^2}}, \quad (19)$$

$$Q_i = \frac{\pi}{30} k_Q^* n_i', \quad (20)$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{HT}^* \left(K_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{k_H^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)} = \frac{k_{HT}^* \left(K_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L \right)}{k_{HT}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}, \quad (21)$$

$$N_{HT} = \frac{N_{\Gamma}}{D^2 H \sqrt{H}} = \frac{k_{N\Gamma}^* \rho \omega^3 D^5}{D^2 H \sqrt{H}} = \rho \frac{\pi^3}{30^3} k_{HT}^* k_Q^* n_i'^3 = \frac{\rho k_{HT}^*}{k_Q^{*2}} Q_i'^3 \quad (22)$$

Для исследования рабочего процесса целесообразно использовать другой вариант безразмерных комплексов, в котором в качестве величин с независимой размерностью приняты: ρ, D и Q .

В этом случае структура функциональных зависимостей коэффициента теоретического напора и коэффициента потерь от геометрических и режимных параметров принимает вид:

$$K_{HT} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L'_{PK} \right) \text{ и } K_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L' \right), \quad (23)$$

где $K_{HT} = \frac{g H_T D^4}{Q^2}$ - коэффициент теоретического напора, $K_h = \frac{g h D^4}{Q^2}$ - коэффициент гидравлических потерь; $\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ - кинематические комплексы, характеризующие направление потока перед и за НА; $K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi n_i'}{30 Q_i'}$ - обобщенный режимный параметр; L'_{PK}, L' - символические обозначения набора безразмерных геометрических параметров соответственно РК и ПЧ в целом.

Для представления общих закономерностей рабочего процесса оказывается целесообразным описание потока в рамках модели осредненных кинематических параметров с помощью безразмерных комплексов $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и k_Q , обобщенно характеризующих поток в безлопастных участках ПЧ (сечениях 0-0, 1-1, 2-2, 3-3) (рис. 1).

Комплекс $\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}$ не зависит от режима работы РО ГТ,

комплекс $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ зависит от открытия НА; $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(a_0)$.

Для описания потока в окрестности входных и выходных кромок РК вводятся кинематические комплексы характеризующие направление потока в относительном $\frac{\bar{\Gamma}_{1w} D}{Q}$ и абсолютном движениях $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$.

Осредненная циркуляция потока в относительном движении определяется формулами:

$$\bar{\Gamma}_{1w} = \frac{1}{Q} \int 2\pi r_1 W_{1w} dQ, \quad \bar{\Gamma}_{2w} = \frac{1}{Q} \int 2\pi r_2 W_{2w} dQ, \quad (24)$$

где $W_{1w} = C_{1w} - U$, $W_{2w} = C_{2w} - U$, W_{12w} и C_{12w} - окружные составляющие скорости в данной точке потока соответственно в относительном и абсолютном движениях. Кинематические комплексы в абсолютном $\frac{\bar{\Gamma}_{12} D}{Q}$ и в относительном движениях $\frac{\bar{\Gamma}_{w12} D}{Q}$ в данном сечении связаны зависимостями:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{12} D}{Q} = \frac{\pi}{2} k_{r12}^2 k_Q - \frac{\bar{\Gamma}_{12w} D}{Q}, \quad (25)$$

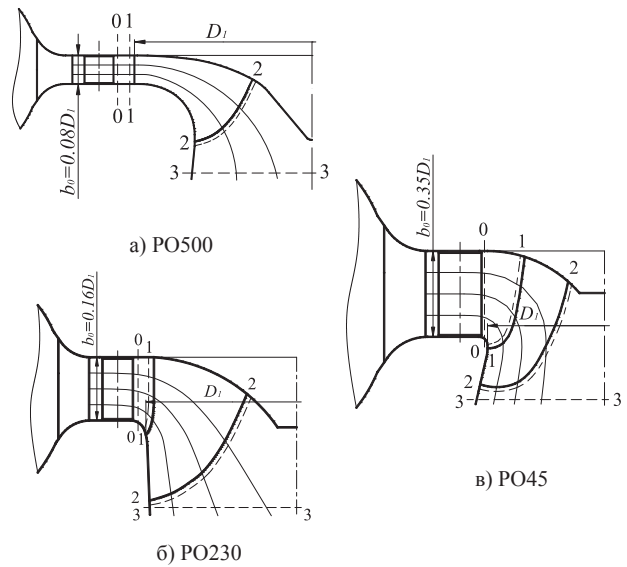


Рис. 1. Схемы ПЧ и расположения характерных сечений для ГТ различной быстроходности

Осредненные углы потока в сечениях ПЧ выражаются через безразмерные комплексы [16, 17]:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_i = \frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q} S_i, \quad \text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2} = \frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q} S_{1,2}, \quad (26)$$

где i - номер сечения, S - параметр характеризующий высоту ПЧ в i -ом сечении, $\tilde{\beta}_{1,2}$ - осредненный угол потока в относительном движении соответственно перед и за РК.

Связь комплексов $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ и $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ перед и за РК устанавливается с помощью уравнения кинематической связи для пространственной решетки:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q, \quad (27)$$

где: k, μ, Λ - гидродинамические параметры пространственной решетки [16], k - коэффициент прозрачности решетки; μ - параметр, характеризующий направление потока в относительном движении, при

котором гидравлический момент на решетке равен нулю: $\mu = \frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_{01}}{S_1} = \frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_{02}}{S_2}$; $\Lambda = \frac{r_a}{R}$ - безразмерный актив-

ный радиус решетки, $\tilde{k}_{r1,2} = \sqrt{\int_Q \left(\frac{r_{1,2}}{R}\right)^2 dQ}$.

Величины кинематических комплексов $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ и $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ практически не меняются вдоль потока в пределах безопасных участков ПЧ. В соответствии с этим на участках ПЧ между сечениями 0-0 и 1-1, 2-2 и 3-3 имеют места равенства:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}; \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q} \quad (28)$$

Осредненные углы абсолютного и относительного потока в данном сечении связаны с кинематическими комплексами [17, 18]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}}; \frac{\bar{\Gamma}_{w,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}} \quad (29)$$

где: $S_{1,2}$ - параметры, характеризующие высоту ПЧ в окрестности входной и выходной кромок; $\tilde{\alpha}_1, \tilde{\alpha}_2$ - осредненные углы потока в абсолютном движении соответственно на входе и выходе из решетки; $\tilde{\beta}_1, \tilde{\beta}_2$ - осредненные углы потока соответственно на входе и выходе из РК в относительном движении.

Формулы углов потока в абсолютном и относительном движении находятся из (25, 26, 28):

$$\text{ctg}\tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} - (1-k)S_2\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}S_2\Lambda^2 K_Q, \quad (30)$$

$$\text{ctg}\tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} - (1-k)S_2\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}S_2 \left(\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_{2r}}{R}\right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R}\right)^2}{1-k} \right) K_Q. \quad (31)$$

Приведенное кинематическое описание является основой для представления общих закономерностей рабочего процесса.

Общие закономерности силового взаимодействия потока жидкости с РК ГТ представляются в виде безразмерных зависимостей связывающих коэффициенты момента, напора и мощности с кинематическими комплексами в характерных сечениях потока и режимного параметра $K_Q = \frac{\pi n_1}{30 Q_1}$.

Уравнения безразмерных теоретических характеристик (моментной, напорной и мощностной соответственно) имеют вид:

$$k_{MГ} = \frac{M_{ГТ} D}{\rho Q_{к}^2} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_{к}} \right) \quad (32)$$

$$k_{НГ} = \frac{g H_{Т} D^4}{Q_{к}^2} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_{к}} \right) \frac{\omega D^3}{Q_{к}} \quad (33)$$

$$k_{N} = \frac{N D^4}{\rho Q_{к}^3} = k_{НГ} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_{к}} \right) \frac{\omega D^3}{Q_{к}} \quad (34)$$

При использовании безразмерных параметров $k_{НГ}^*$, k_Q^* теоретические характеристики принимают вид:

$$k_{НГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right) k_Q^*, \quad (35)$$

$$k_{НГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2, \quad (36)$$

$$k_{MГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2 k_Q^*, \quad (37)$$

$$k_{NГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2 k_Q^*. \quad (38)$$

Использование безразмерных комплексов оказывается целесообразным при анализе формирования энергетических характеристик в широком диапазоне быстроходности.

Оба варианта безразмерных комплексов находят применение при анализе рабочего процесса ГТ [16, 19].

Для построения ММ рабочего процесса необходимо знание функциональных зависимостей: коэффициента теоретического напора $k_{НГ}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L'_{РК} \right)$ и коэффициента потерь $k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)$. Коэффициент $k_{НГ}^*$ является известной функцией гидродинамических параметров РК k, μ, λ и обобщенных кинематических параметров $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ и k_Q^* [15, 16, 19].

Вопрос о структуре зависимости $k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)$ и характер ее изменения в связи с изменением быстроходности исследован недостаточно.

В работах [17, 20] для раскрытия функциональной зависимости коэффициентов потерь $k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L' \right)$ принята известная схема разделения потерь в решетках по их физической природе на потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные, концевые. Общие потери в каждом из элементов ПЧ определяются суммированием этих видов потерь.

В настоящей работе для установления структуры зависимости коэффициента потерь ПЧ используются опытные данные. Коэффициент гидравлических потерь может быть представлен в виде

$$k_h = k_{П} \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) + k_{РК+отс} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q \right), \quad (39)$$

где $k_{П} = k_{П} \left(\frac{\bar{\Gamma}_{сн} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)$ - коэффициент потерь в подводящей части; $k_{РК+отс} = k_{РК+отс} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q \right)$ - коэффициент потерь на участке, включающем РК и отсасывающую трубу.

Наиболее существенное влияние на формирование коэффициента потерь $k_{РК+отс}^*$ оказывают потери, обусловленные несовпадением направлением

относительного потока перед РК с направлением безударного обтекания и потери, обусловленные изменением направления абсолютного потока за РК в связи с изменением режима работы ГТ. Для установления структуры зависимости $k_{\text{рк+отс}}^*$ будем исходить из его представления в виде суммы двух функций, каждая из которых зависит только от одного аргумента: $k_{\text{рк+отс}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right) = a_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}\right) + a_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$.

Безразмерные комплексы $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}\right) = \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1}\right)$ и $\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right) = \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2}\right)$ определяют 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).

Методика определения функциональных зависимостей коэффициентов $a_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}\right)$ и $a_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$, по известному коэффициенту потерь $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$ сводится к построению функций $k_{\text{рк+отс}}^* = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}\right)$ при $k_Q^* = \text{const}$ и $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$ при $\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q} = \text{const}$ [19].

На рис. 2 показаны изолинии суммарного коэффициента потерь в РК и отсасывающей трубе $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right) = \text{const}$ для РО ГТ в широком диапазоне изменения быстроходности, а на рис. 3а и 3б соответственно зависимости $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$ при $\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q} = \text{const}$ и $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$ при $\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q} = \text{const}$ для РО ГТ РО45.

Близость кривых $k_{\text{рк+отс}}^*(k_Q^*)$ соответствующих различным значениям $\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} = \text{const}$ (рис. 3а) и кривых $k_{\text{рк+отс}}^*\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1}\right)$ при различных значениях $k_Q = \text{const}$ (рис. 3б) подтверждает правомерность допущения о зависимости a_1 и a_2 только от одного аргумента.

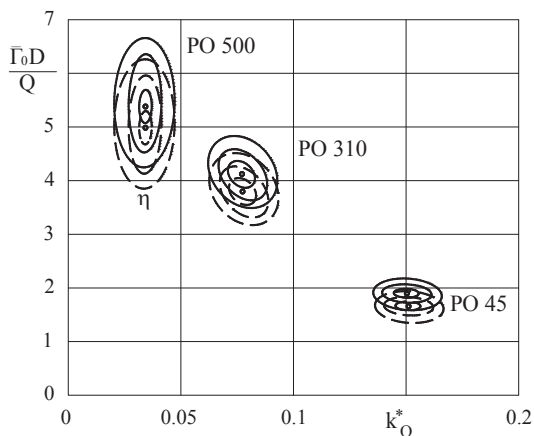


Рис. 2. Сравнительный анализ зависимостей $k_h^*\left(\frac{\bar{\Gamma}_0D}{Q}, k_Q^*\right)$

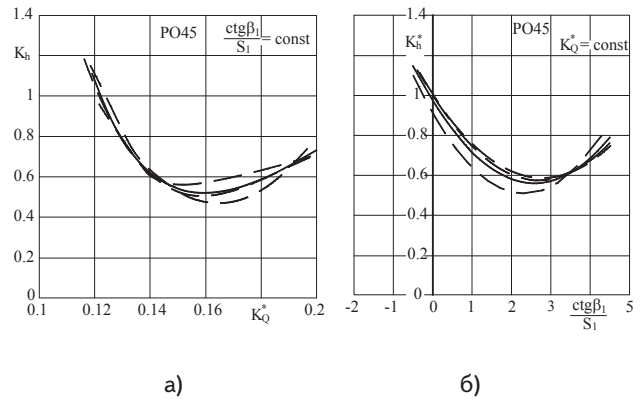


Рис. 3. Зависимость гидравлических потерь в области РК и отсасывающей трубы

Каждая из кривых $a_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}\right)$ и $a_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)$ имеет минимум при квадратичном характере зависимости. Это позволяет представить зависимость коэффициента потерь на участке ПЧ включающем РК и отсасывающую трубу в виде:

$$k_{\text{рк+отс}} = k_{\text{мрк+отс}} + a_1\left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q} - \mu_m\right)^2 + a_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_2D}{Q}\right)^2, \quad (40)$$

где μ_m - безразмерный параметр определяющий направление относительного потока. Параметр μ_m не зависит от режима работы и его можно рассматривать как гидродинамический параметр решетки РК, определяемый геометрией входной части лопасти; $k_{\text{мрк+отс}}$ - минимальное значение коэффициента потерь в РК и отсасывающей трубе. Будем предполагать, что это значение определяется величинами коэффициента трения соответственно в РК и отсасывающей трубе; a_1 и a_2 - параметры, определяемые геометрией входных и выходных элементов лопастной системы РК.

Исходя из предположения о независимости потерь в элементах подводящей части, представим коэффициент потерь в подводе в виде суммы:

$$k_{\text{п}} = k_{\text{СК}} + k_{\text{СТ}} + k_{\text{НА}}, \quad (41)$$

где: $k_{\text{СК}}$ - коэффициент потерь в спиральной камере, $k_{\text{СТ}}$ - коэффициент потерь в статоре, $k_{\text{НА}}$ - коэффициент потерь в НА.

При фиксированной геометрии спиральной камеры и статора коэффициент потерь в данных элементах можно считать постоянными. Опытные и расчетно-теоретические исследования показывают возможность функционального представления коэффициента потерь НА в виде [21]:

$$k_{\text{НА}} = k_{\text{НАм}} + a_0\left(\frac{\bar{\Gamma}_{\text{сн}}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0D}{Q}\right), \quad (42)$$

где $k_{\text{НАм}}$ - минимальные потери, обусловленные потерями трения в НА; $\frac{\bar{\Gamma}_{\text{сн}}D}{Q} = \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{\text{сн}}}{S_0}$ - безразмерный параметр, характеризующий направление потока, формируемого спиральной камерой и статором; a_0 - параметр, определяемый геометрией входных элементов НА.

Модель потерь во всей ПЧ – зависимость коэффициентов потерь от безразмерных геометрических и режимных параметров:

$$k_h = k_m + a_0 \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cu} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) + a_1 \left(\frac{\bar{\Gamma}_{1W} D}{Q} - \mu_m \right) + a_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right)^2, \quad (43)$$

где $k_m = k_{CK} + k_{CT} + k_{НАМ} + k_{рк+отс\ m}$ – минимальное значение коэффициента потерь. Методика определения параметров k_m и коэффициентов a_0, a_1, a_2 приведена в работах [17, 22, 23]. В диапазоне работы основных эксплуатационных режимов параметры модели потерь a_0, a_1, a_2 не зависят от режимных параметров ГТ.

Для анализа рабочего процесса в широком диапазоне быстроходности представим энергетические параметры ГТ η, k_{NG}^*, N_{IG}^* в функции безразмерных комплексов k_{HT}^* и k_Q^* .

Исключая $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ из выражения (36), находим:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\pi \lambda^2}{2 k_Q^*} + \frac{2\pi k_{HT}^*}{k_Q^*} - \mu \quad (44)$$

После подстановки $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ в формулы (21), (39), (44) получаем зависимости k_h^*, η, k_{NG}^* и N_{IG}^* в функции от k_{HT}^* и k_Q^* :

$$k_h^* = k_m + k_n + k_{yd}^* + k_{щрк}^* \quad (44)$$

$$k_{yd}^* = \frac{1}{4} a_1 \left(\pi^2 k_{r1}^2 - 4\pi k_{r1} \mu_m k_Q^* - 4\pi k_{r1} \left(\frac{\pi}{2} \lambda^2 + 2\pi k_{HT}^* - \mu k_Q^* \right) \right) + 4\mu_m^2 k_Q^* + 8\mu_m \left(\frac{\pi}{2} \lambda^2 + 2\pi k_{HT}^* - \mu k_Q^* \right) + 4 \left(\frac{\pi \lambda^2}{2 k_Q^*} + \frac{2\pi k_{HT}^*}{k_Q^*} - \mu \right)^2 k_Q^{*2} \quad (46)$$

$$k_{щрк}^* = \frac{1}{4} a_2 \left(\pi^2 \lambda^4 - 4\pi \lambda^2 \mu k_Q^* + 4\mu^2 k_Q^{*2} \right) \quad (47)$$

$$\eta = \frac{k_{HT}^*}{k_{HT}^* + k_m + k_n + k_{yd}^* + k_{щрк}^*} \quad (48)$$

$$K_{NG}^* = k_{HT}^* k_Q^* \quad (49)$$

$$N_{IG}^* = \frac{\pi^3}{30^3} \rho k_{HT}^* k_Q^* n_1^3 \quad (50)$$

Приведенные параметры n_1, Q_1 выражаются функциями k_{HT}^* и k_h^* следующим образом:

$$n_1^2 = \frac{30^2 g}{(k_{HT}^* + k_m + k_n + k_{yd}^* + k_{щрк}^*) \pi^2} \quad (51)$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{30} n_1^2 k_Q^* \quad (52)$$

На рис. 4 представлены расчетные и опытные данные ГТ различной быстроходности РО-45, РО-310, РО-500. Расчетные и опытные изолинии η , для ряда РО ГТ хорошо согласуются друг с другом.

Применение безразмерных комплексов k_{HT}^* и k_Q^* позволяет полнее раскрыть закономерности рабочего процесса ГТ в широком диапазоне изменения быстроходности. Из графиков следует закономер-

ное изменение параметров Λ и μ , определяющих силовое взаимодействие РК с потоком. Опытные точки, принадлежащие одному и тому же открытию $a_0 = \text{const} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \text{const} \right)$ располагаются на одной и той же той же прямой, построенной в координатах $k_{HT}^* - k_Q^*$.

Отрезок ОА отсекает параметр разгонного режима на заданном открытии $a_0 = \text{const}$:

$$k_Q^* \Big|_{k_{HT}^*=0} = \frac{\pi \Lambda^2}{2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right)}$$

Рабочие режимы для этого открытия размещены на отрезке ВС. Режим максимального гидравлического КПД расположен вблизи режима нормального выхода из РК, который определяется из уравнения связи кинематических комплексов при условии $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = 0$ $k_Q^* \Big|_{\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}=0} = \frac{\pi \Lambda^2}{2\mu}$.

Как следует из рис. 4, параметр Λ не зависит от открытия и должен быть одинаков для всех открытий $a_0 = \text{const}$. Опытные прямые для всех открытий НА сходятся в одну точку на оси k_{HT}^* и отсекают практически один и тот же отрезок на оси k_{HT}^* , равный $k_{HT}^* \Big|_{k_Q^*=0} = \frac{\Lambda^2}{4}$.

Линейный характер зависимости безразмерного комплекса Γ_2' / n_1' от режимного параметра k_Q^* (кинематическая характеристика пространственной решетки) имеет место в широком диапазоне изменения быстроходности. Параметры этой зависимости – гидродинамические параметры μ, Λ изменяются при переходе от одной быстроходности к другой поэтому изменяется угол наклона прямой Γ_2' / n_1' .

На рис. 5 представлены зависимости $\eta = f(k_N^*, k_{HT}^*)$ для РО ГТ различной быстроходности. Эти характеристики по своему виду совпадают с эксплуатационными характеристиками Н–Н, отличаясь от них только масштабом.

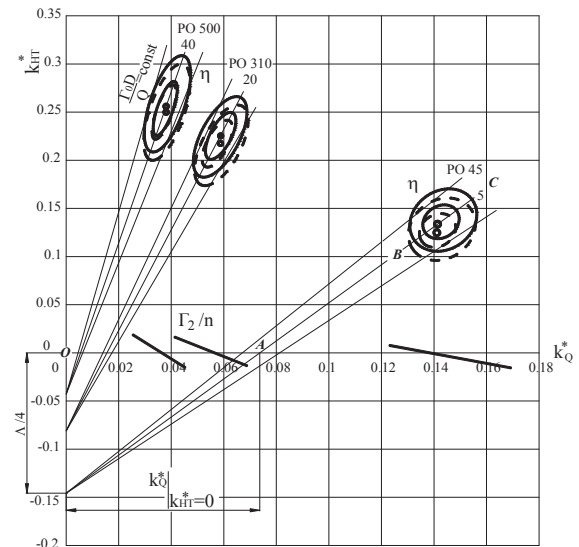


Рис. 4. Теоретические и напорные характеристики ГТ различной быстроходности

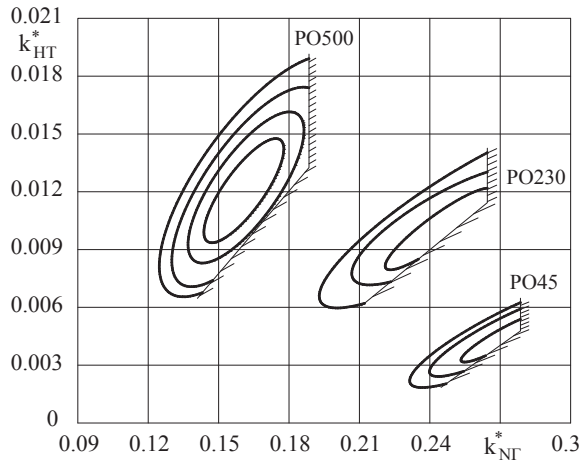


Рис.5. Универсальная характеристика ГТ различной быстроходности в координатах k_{HT}^* и k_{NG}^*

Безразмерные кинематические комплексы k_{HT}^* и k_Q^* в отличие от традиционно применяемых $n_1 - Q_1$ в практике гидротурбостроения, являются строгими критериями кинематического подобия. Они одинаковы для всей серии подобных ГМ. Безразмерные параметры k_{HT}^* и k_Q^* применяются в насосостроении. Поэтому эти параметры целесообразно использовать для представления и анализа энергетических характеристик обратимых ГМ как в турбинном, так и в насосном режиме [24, 25].

Применение безразмерных параметров вместо традиционных приведенных величин $n_1 - Q_1$ является более обоснованным с точки зрения теории моделирования и имеет ряд преимуществ, как при проведении и обработке результатов модельных и натурных испытаний, так и при пересчете данных с модельной турбины на натурную.

Для расчета и анализа энергетических характеристик получим зависимости КПД, коэффициента мощности, коэффициенты ударных и циркуляционных потерь от режимных параметров $n_1 - Q_1$ и гидродинамических параметров пространственной решетки.

Исключая $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ из выражения (36) находим зависимости $\eta = f(k_Q^*)$, $K_{NG}^* = f(k_Q^*)$, $k_h^* = f(k_Q^*)$, $k_{h\text{уд}}^* = f(k_Q^*)$, $k_{h\text{цирк}}^* = f(k_Q^*)$ из выражений (17), (38), (44), (46), (47), (50):

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}(\eta, n_1, k_Q^*) = \frac{3600 g \eta - 2 \pi \mu n_1^2 k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_1^2}{2 \pi n_1^2 k_Q^*} \quad (53)$$

Постановкой $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ в (36) и (43) соответственно находим коэффициенты потерь:

$$k_h^* = k_m + k_n + k_{уд} + k_{цирк}^* \quad (54)$$

$$k_{уд}^* = \frac{1}{4} a_1 \left(\pi^2 k_{r1}^2 - 4 \pi k_{r1} \mu_m k_Q^* - 4 \pi k_{r1} \left(\frac{3600 g \eta - 2 \pi \mu n_1^2 k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_1^2}{2 \pi n_1^2 k_Q^*} \right) k_Q^* + 4 \mu_m^2 k_Q^* + 8 \mu_m \left(\frac{3600 g \eta - 2 \pi \mu n_1^2 k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_1^2}{2 \pi n_1^2 k_Q^*} \right) k_Q^* + 4 \left(\frac{3600 g \eta - 2 \pi \mu n_1^2 k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_1^2}{2 \pi n_1^2 k_Q^*} \right)^2 k_Q^{*2} \right) \quad (55)$$

$$k_{цирк}^* = \frac{1}{4} a_2 \left[\pi^2 \lambda^4 - 4 \pi \lambda^2 \mu k_Q^* + 4 \mu^2 k_Q^{*2} \right] \quad (56)$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{30} n_1 k_Q^* \quad (57)$$

Выражения для КПД примет следующий вид:

$$\eta = \frac{n_1}{25920000} \left[7200 \pi^2 a_1 n_1 (k_{r1}^2 - \lambda^2) + 14400 \pi a_1 n_1 k_Q^* (\mu - \mu_m) - 3600 n_1 + 3600 (n_1^2 + 4 a_1 k_{r1} \pi^2 n_1^2 + 8 a_1 \pi \mu_m n_1^2 k_Q^* + 4 a_1 \pi^2 \lambda^2 n_1^2 - 16 a_1 \pi^2 k_{r1} n_1^2 - 16 a_1 \pi^2 k_m n_1^2 - 8 a_1 \pi \mu n_1^2 k_Q^* - 4 a_1 a_2 \pi^4 \lambda^4 n_1^2 + 16 a_1 a_2 \pi^3 \lambda^2 \mu n_1^2 k_Q^* + 14400 a_1 g - 16 a_1 a_2 \pi^4 \mu^2 n_1^2 k_Q^{*2})^{\frac{1}{2}} \right] \quad (58)$$

Запишем формулы для коэффициента гидравлического момента и гидравлической мощности соответственно:

$$K_{NG}^* = k_{HT}^* k_Q^* \quad (59)$$

$$N_{HT} = \frac{\pi^3}{30^3} \rho k_{HT}^* n_1^3 k_Q^* \quad (60)$$

Для представления K_{NG}^* , k_h^* , $k_{h\text{уд}}^*$, $k_{h\text{цирк}}^*$ в функции n_1, k_Q^* следует в формулах (54), (55), (56), (57), (59) заменить КПД его выражением (58). В связи с громоздкостью полученных выражений они не приводятся.

Для расчета параметров оптимального режима $\eta_{опт}$, $k_{Q\text{опт}}^*$, $n_{1\text{опт}}$, $Q_{1\text{опт}}$ используем формулы, полученные в [26] из условия максимума гидравлического КПД:

$$k_{Q\text{опт}}^* = \frac{\pi \left(\Lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{опт}}{2} \right) + k_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{опт}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{опт}} \right) \right)}{\mu - \mu_m (1 - \eta_{опт})} \quad (61)$$

$$Q_{1\text{опт}} = \sqrt{\frac{2 \pi g k_{Q\text{опт}}^* \eta_{опт}}{\left[\left(\frac{1 - \eta_{опт}}{4 \pi a_1 \eta_{опт}} + \frac{\pi}{2} k_{r1} \right) \frac{1}{k_{Q\text{опт}}^*} + \mu - \mu_m - \frac{\pi \Lambda^2}{2 k_{Q\text{опт}}^*} \right]}} \quad (62)$$

$$n_{1\text{опт}} = \frac{30 Q_{1\text{опт}}}{\pi k_{Q\text{опт}}^*} \quad (63)$$

Приведенные формулы (61)–(63) устанавливают зависимость параметров оптимального режима от гидродинамических параметров пространственной решетки РК и величины гидравлического КПД на оптимальном режиме.

Гидравлический КПД входящий в зависимости (61)–(63) находится из уравнения, связывающего его величину как с гидродинамическими параметрами пространственной решетки, так и с некоторыми геометрическими параметрами ПЧ.

$$\begin{aligned} & \frac{(1-\eta_{\text{онт}}^2)}{4\pi^2} \left[(\mu - \mu_m)^2 + \frac{(k_m + a_2 \mu^2)}{a_1} \right] + \frac{(1-\eta_{\text{онт}}^2)}{\eta_{\text{онт}}} \times \\ & \times \left[(\mu - \mu_m) a_2 \Lambda^2 \mu + (k_m + a_2 \mu^2)(k_{r1}^2 - \Lambda^2) \right] + \\ & + \pi^2 a_2^2 \Lambda^4 \mu^2 - \pi^2 a_2 \Lambda^4 (k_m + a_2 \mu^2) = 0 \end{aligned} \quad (64)$$

Представленные зависимости (61)–(64) являются основой для численного исследования влияния геометрических параметров ПЧ на параметры оптимального режима. Кривые КПД и мощности при отходе от оптимального режима находятся с помощью (48), (50), (58) и (60).

Внесение изменений в геометрию ПЧ в соответствии с (62)–(64) приводит как к смещению оптимального режима $\eta_{\text{онт}}$, $Q_{\text{онт}}$ в поле универсальной характеристики, так и изменению уровня КПД.

Достоинством предложенной ММ для расчета энергетических характеристик является возможность ее применение при отсутствии полной информации о геометрии лопастной системы РК. Использование ее оказывается целесообразным на стадии выбора основных геометрических параметров при профилировании лопасти РК.

При профилировании РК, как правило, исходят из задания ряда геометрических параметров (b_0/D_1 , D_2/D_1 , z , очертания втулки, обода, положения входной и выходной кромки лопасти и др.). При этом учитывают имеющиеся данные о влиянии этих параметров на оптимальный режим. Такой подход является не достаточно обоснованным, так как при этом не учитывается связь этих параметров с гидродинамическими параметрами пространственной решетки [19].

Правильный выбор этих параметров во многом предопределяет как уровень КПД, так и степень совпадения действительных параметров оптимального режима с заданным. Анализ влияния геометрических параметров ПЧ на параметры оптимального режима является необходимым этапом расчетно-теоретической обработки лопастной системы в процессе ее проектирования. Он является основой для поиска таких изменений в исходную геометрию лопастной системы (такого варианта геометрических параметров РК), которые бы обеспечили хорошее совпадение действительных параметров оптимального режима с заданными.

Необходимость решения такой задачи обусловлена как несовершенством методов решения обратной задачи, так и предварительным приближенным выбором основных геометрических параметров РК.

На основе численного анализа решается также обширный круг задач, связанных с улучшением энергетических характеристик: повышения единичной мощности, быстроходности, уровня КПД, улучшения вида энергетических характеристик и др. Решение таких задач связано с реконструкцией (модернизацией) гидротурбинного оборудования.

В связи с этим возникает задача установления закономерности влияния геометрических параметров лопастной системы РК на параметры оптимального режима. Проведение многовариантного численного анализа должно основываться на учете этих закономерностей.

Изложенный подход позволяет анализировать различные варианты при отсутствии полной информации о геометрии лопастной системы. Проблема поиска наи-

более правильного варианта геометрических параметров осложняется в связи с большим их количеством, а также с тем, что каждый из них различным образом влияет на параметры оптимального режима.

Ограничимся случаем рассмотрения только влияния геометрических параметров РК, предполагая геометрию подводящей и отводящей части заданной, а коэффициенты потерь в них известными.

Для анализа влияния геометрических параметров на параметры оптимального режима используются зависимости (61)–(64). Из анализа уравнений оптимального режима (61)–(64) следует, что координата $k_{Q\text{онт}}^*$ определяется, главным образом, гидродинамическими параметрами пространственной решетки Λ и μ , характеризующих геометрию выходной части лопасти. Влияние входных элементов лопасти на величину $k_{Q\text{онт}}^*$ мало в (61). Это связано с тем, что сомножители μ_m и k_{r1} , существенно меньше, чем при μ и Λ^2 .

Координата оптимального режима $\eta_{\text{онт}}$ при $k_{Q\text{онт}}^* = \text{const}$ определяется, в основном, гидродинамическими параметрами k_{r1} и μ_m , характеризующими геометрию входной части лопасти.

Для анализа формирования энергетических характеристик при $\eta_1 = \text{const}$ используются расчетные зависимости (54), (55), (56), (58) и (60).

На рис. 6, 7 даны зависимости КПД и относительных потерь от параметра k_Q^* при $\eta_1 = \text{const}$. Анализ графиков показывает, что с изменением расхода наиболее существенно меняются циркуляционные потери, при этом оптимальный расход находится вблизи минимума циркуляционных потерь. Из рассмотрения так же следует, что характер зависимости циркуляционных потерь определяет в основном вид кривой КПД при отходе от оптимального режима. Другие виды потерь гораздо в меньшей степени влияют на формирование кривой КПД, но могут существенно влиять на уровень КПД.

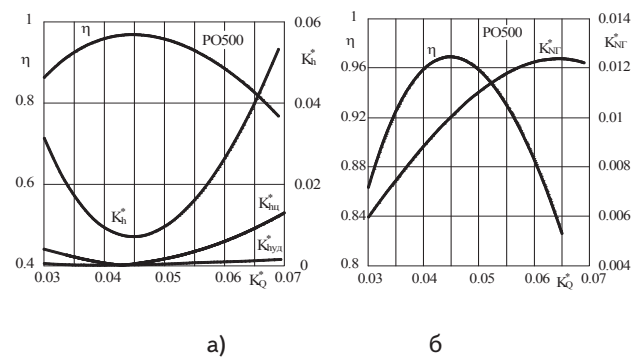


Рис. 6. Расчетные данные для РО-45 при $\eta_1 = \text{const}$

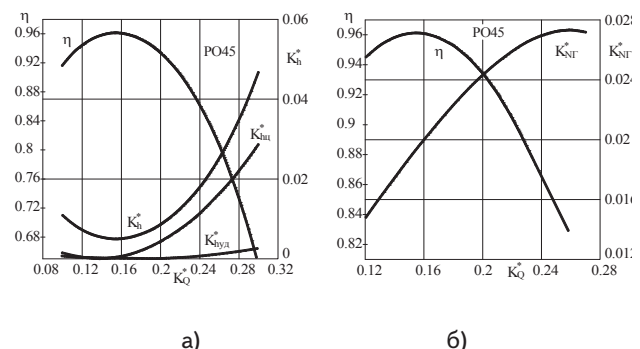


Рис. 7. Расчетные данные для РО-500 при $\eta_1 = \text{const}$

Приведенные расчетные данные свидетельствуют об определяющем влиянии гидродинамических параметров пространственной решетки как на параметры оптимального режима, так и на характер зависимости КПД и мощности при отходе от него.

Для анализа формирования кривых η и $K_{\text{НГ}}^*$ при $k_Q^* = \text{const}$ следует использовать зависимости (54) – (60).

Сравнительный анализ кривых при $k_Q^* = \text{const}$ для ГТ РО-45 и РО-500 (рис. 8, 9) показывает, что изменение гидравлических потерь не зависит от циркуляционных потерь и определяется в основном изменением ударных потерь. Режим максимального гидравлического КПД находится вблизи режима минимума ударных потерь.

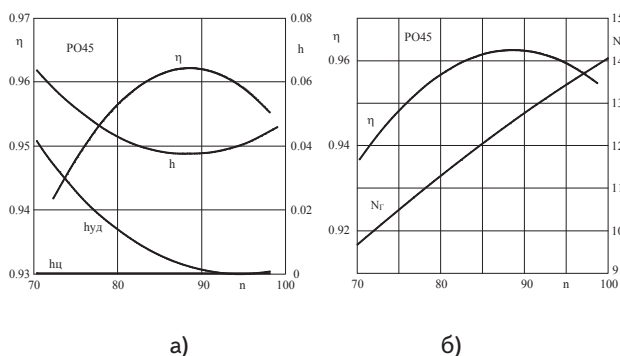


Рис. 8. Расчетные данные для РО-45 при $k_Q^* = \text{const}$

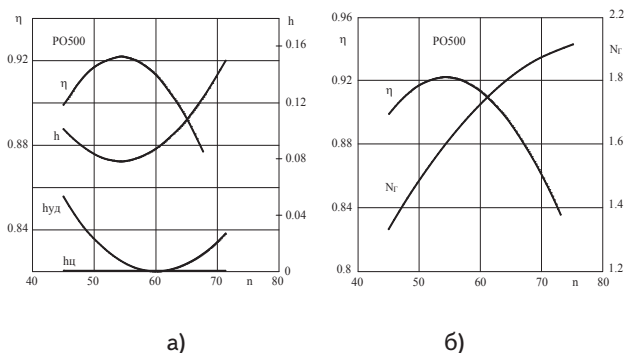


Рис. 9а,б. Расчетные данные для РО-500 при $k_Q^* = \text{const}$

Полученные результаты о формировании энергетических характеристик и о влиянии гидродинамических параметров пространственной решетки на параметры оптимального режима, следует использовать при проектировании ПЧ в процессе ее расчетно-теоретической обработки. При профилировании ПЧ рядом геометрических параметров РК задаются, исходя из опытных данных, учитывающих влияние частичных геометрических характеристик РК (густота решеток, меридиональные очертания полости, место положение входных и выходных кромок лопасти и др.) [14]. При таком подходе не учитывается взаимосвязь геометрических параметров с гидродинамическими параметрами k, μ, Λ пространственной решетки РК.

Это приводит к несовпадению заданных параметров оптимального режима с действительными параметрами. Поэтому необходимой составной частью профилирования лопасти является прогнозирование ожидаемых параметров.

При проведении поверочного расчета будем предполагать знание гидродинамических характеристик $\text{НА} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) = f(\bar{a}_0), k_{\text{НА}} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)$.

Расчет энергетических показателей сводится к последовательному определению:

1. гидродинамических параметров элементарных решеток на поверхностях тока ($k_{r1}, k_{r2}, \lambda, \mu_m, \mu$) [17, 27];
2. интегральных гидродинамических параметров лопастной системы РК ($k_{r1}, k_{r2}, \bar{\lambda}, \bar{\mu}_m, \bar{\mu}$) [17, 27];
3. параметры оптимального режима $Q_{\text{опт}}, n_{\text{опт}}, \eta_{\text{опт}}, \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)_{\text{опт}}, k_{Q^* \text{опт}}, K_{\text{НГ}^* \text{опт}}, K_{\text{НГ}^* \text{опт}}^*$;
4. энергетические характеристики $\eta = f(k_Q^*), k_h^* = f(k_Q^*), k_{h \text{уд}}^* = f(k_Q^*), k_{\text{рцирк}}^* = f(k_Q^*), K_{\text{НГ}}^* = f(k_Q^*), N_r^* = f(k_Q^*)$ при $n_{\text{опт}} = \text{const}$.

Далее проводится сравнительный анализ полученных данных с требуемыми параметрами технического задания, касающихся уровня КПД, параметров оптимального режима, обеспечения мощности при заданном напоре.

Для анализа формирования энергетических характеристик при $n_{\text{опт}} = \text{const}$, используются зависимости $\eta = f(k_Q^*)$ и $K_{\text{Н}}^* = f(k_Q^*)$ при отходе от $\eta_{\text{опт}}$ и $K_{\text{НГ}^* \text{опт}}^*$.

При не выполнении требований предъявляемых к энергетическим показателям ПЧ возникает задача модифицирования лопастной системы РК.

Совмещение расчетного режима с заданным оптимальным режимом достигается путем внесения изменений в гидродинамические параметры, обобщенно отражающие геометрию лопастной системы РК. Для этого следует исходить из уравнений оптимального режима (61)–(64).

Усовершенствование ПЧ РО ГТ (повышения единичной мощности, повышения быстроходности, повышения уровня КПД, улучшения вида энергетических характеристик) сводится к формированию лопастной системы (модифицированию) на основе численного эксперимента.

На I этапе находятся выходные геометрические углы. С этой целью, при фиксированной геометрии входной части лопасти РК ($\mu_m = \text{const}, k_{r1} = \text{const}$) проводится расчет характеристик: $\eta = f(k_Q^*), k_h^* = f(k_Q^*), k_{h \text{уд}}^* = f(k_Q^*), k_{\text{рцирк}}^* = f(k_Q^*), K_{\text{НГ}}^* = f(k_Q^*)$ для различных значений μ . Выбор наиболее целесообразного варианта проводится на основе сравнительного анализа зависимостей $\eta = f(k_Q^*)$ и $K_{\text{НГ}}^* = f(k_Q^*)$, исходя из требований технического задания (рис. 10).

На II этапе проводится обработка входных элементов лопастной системы РК. Для согласования входных элементов лопастной системы РК с кинематикой потока, формируемого НА, проводится расчетная оценка энергетических показателей для различных вариантов $\mu_m = \text{const}$ при фиксированной геометрии выходной части лопасти ($\mu = \text{const}, \lambda = \text{const}, k_{r2} = \text{const}$).

В результате сравнительного анализа выбираются варианты лопастной системы, которые наилучшим образом согласуются с требованиями, предъявляемыми к проектируемой ПЧ.

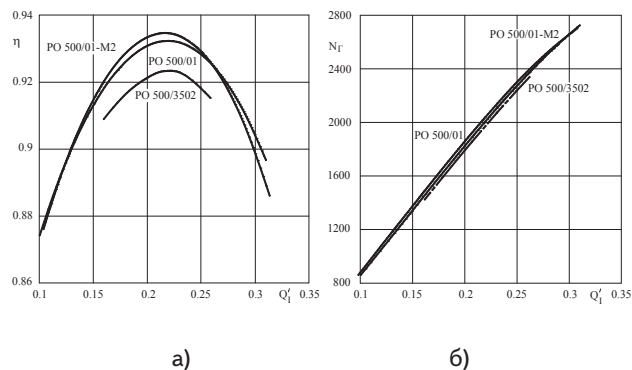


Рис. 10. Сравнительный анализ модификаций выходных элементов лопасти РК ГТ РО500

Выводы

1. На основе анализа универсальных характеристик в широком диапазоне быстроходности установлена структура зависимости коэффициента потерь ПЧ от геометрических и режимных параметров.
2. Предложена методика моделирования энергетических характеристик РО ГТ позволяющая проводить целенаправленный поиск рациональных вариантов ПЧ на начальном этапе проектирования.
3. При проведении расчетно-теоретической отработки лопастной системы РК, с целью исследования возможности совершенствования ПЧ необходимо учитывать взаимосвязь параметров оптимального режима с гидродинамическими параметрами пространственной решетки.
4. Предлагается методическая схема численного эксперимента для целенаправленного поиска рациональных вариантов лопастных систем РК РО ГТ, обеспечивающих улучшение энергетических показателей при модернизации РК РО ГТ.

Литература

1. Wilcox David C. Turbulence Modeling for CFD. / David C. Wilcox. – DCW Industries, Inc., 1993. – 460 с.
2. Chung T. J. Computational fluid dynamics / T. J. Chung. – Cambridge university press, 2002. – 1012 с.
3. Wilcox D C. Multiscale Model for Turbulent Flows// In AIAA 24th Aerospace Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986.
4. Rotta J.C. Statistische Theorie nichthomogener Turbulenz// Zeitschrift f r Physik. – 1951. – Vol. 129. – P. 547–572.
5. Ruprecht A. Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery / A. Ruprecht // Task Quarterly. – 2002. – Vol. 6, no 1. – P. 187–208.
6. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / [А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов и др.]. – Харьков : НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с.
7. Численное моделирование течений в турбомашинах / [Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. и др.]. – Новосибирск : Наука, 2006. – 202 с.
8. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С. 124–131.

9. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса : учеб. пособие / В. В. Барлит, К. А. Миронов, А. В. Власенко, Л. К. Яковлева. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 216 с.
10. Гувовский Е. В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е. В. Гувовский, А. Ю. Колтон. – Л. : Машиностроение, 1974. – 368 с.
11. Колтон А. Ю. Баланс энергии радиально-осевых гидротурбин / А. Ю. Колтон // Сб. ЛМЗ. Гидротурбостроение. – 1968. – Вып. 12. – С. 60–75.
12. Пылев И. М. Баланс потерь энергии в модели насос-турбины / И. М. Пылев, А. К. Малышев // Энергомашиностроение. – 1979. – №6. – С. 9–12.
13. Кузьминский С. С. Применение уравнения баланса энергии для оценки энергетических характеристик гидротурбин / С. С. Кузьминский, И. М. Пылев // Энергомашиностроение. – 1977. – № 2. – С. 17–18.
14. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с.
15. Этинберг И. Э. Применение безразмерных характеристик в гидротурбостроении / И. Э. Этинберг // Тр. ЦКТИ. – Л., 1978. – Вып. 164. – С. 39–56.
16. Войташевский Д. А. Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам / Д. А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88.
17. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учеб. пособие / Владислав Александрович Колычев. – Киев: ИСМО, 1995. – 272 с.
18. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, К. А. Миронов [и др.] // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С. 124–131.
19. 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.
20. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Колычев // Гидравлические машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3-19.
21. 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.
22. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2005. – №1/2 (13). – С. 95–106.
23. Численное моделирование влияния геометрических параметров подводящей части на оптимальный режим

- гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский [и др.] // Вестник ХГПУ. – Харьков, 2000. – Вып. 89. – С. 138–150.
24. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.
25. Викторов Г. В. Классификация гидромашин и баланс энергии : учеб. пособие / Герман Владимирович Викторов. – М., 1979. – 94 с.
26. О влиянии геометрических параметров проточной части радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский [и др.] // Вестник ХГПУ. – Харьков, 1998. – Вып.15. – С. 50–57.
27. Колычев В. А. Приближенный расчет гидродинамических характеристик лопастных систем гидротурбин / В. А. Колычев, Е. П. Иваницкая // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 2. – С. 25–32.

УДК 621.317.733

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МОСТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

П. Ф. Лебедев

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра автоматизации производственных процессов
Харьковский государственный технический университет
строительства и архитектуры
ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002
Контактный тел.: (057) 372-47-56 и 097-270-66-74

Приведено нові дані про структури електричних мостів. Дано визначення понять «Електричний міст», простий і досконалий міст. Введені уявлення про мости по напрузі, по струму, по напрузі і струму

Ключові слова: електричний міст, досконалий міст, «зірка», «багатокутник», визначник

Приведены новые данные о структурах электрических мостов. Даны определения понятий «электрический мост», простой и совершенный мост. Введены представления о мостах по напряжению, по току, по напряжению и току

Ключевые слова: электрический мост, совершенный мост, «звезда», «многоугольник», определитель

New information is resulted about the structures of electric bridges. Determination is Given concepts «Electric bridge», simple and perfect bridge. Pictures are entered of bridges on tension, on a current, on tension and current

Keywords: electric bridge, perfect bridge, «star», «polygon», determinant

Введение

Электрические мосты постоянного тока известны более ста пятидесяти лет. Электрические мосты переменного тока на одну треть моложе. Однако и те и другие до сегодняшнего дня практически эксплуатируют две мостовые структуры: мост Уинстона (известен как четырёхплечевой мост) и двойной мост Томсона (известен как шестиплечевой мост). Две названные структуры мостов дали миру многочисленную плеяду их модификаций как по заполнению этих структур элементами, так и различных дополнений к структурам не

изменяя их сути [1]. На самом деле вариантов мостовых структур много больше и они оказались скрытыми ввиду отсутствия удачного преобразования звёзд в многоугольники и наоборот. Сама теория мостовых структур оказалась однобокой, так как связала параметры только четырёхплечевой структуры. По этой причине, и классификация мостов, и даже определения, относящиеся к ним, оказались несовершенными.

Здесь приведём известное определение понятия «электрический мост». Электротехнический справочник [2] даёт следующую его трактовку: «Мостом называется электрическая цепь, в которой можно вы-