

УДК 621.224

В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, К. С. РЕЗВАЯ**ПРИМЕНЕНИЕ БЛОЧНО-ИЕРАРХИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН**

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровневого описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания с помощью безразмерных коэффициентов. А также приведена блок-схема для двух режимов работы гидромашин и алгоритм для общего случая расчета пространственного течения жидкости.

Ключевые слова: насосный режим, турбинный режим, проточная часть, математическая модель, баланс энергии, потери энергии, алгоритм, объемная модель, течение жидкости.

Введение. Требования современных мощных энергосистем к выравниванию графика нагрузки обуславливают строительство гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), оборудованных двухмашинными обратимыми гидромашинными как наиболее эффективными для работы в пиковых и полупиковых зонах графиков нагрузки. Наиболее широкое применение в настоящее время получили радиально-осевые обратимые гидромашинные, работающие в диапазоне напоров от 70 до 700 м.

Успешное решение задачи создания высокоэффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора расчетных параметров, соответствующих заданным условиям, которые определяют геометрию элементов проточной части обратной машины и обеспечивают требуемый уровень ее энергетических показателей [1, 2, 3]. Такой выбор, как правило, осуществляется с помощью многовариантных расчетов, в процессе которых исследуется влияние геометрических и режимных параметров на энергетические показатели гидромашин.

При проектировании обратимых гидромашин выбор основных параметров производится по насосному режиму [1, 2] поэтому расчет гидродинамических характеристик для данного режима выполняется на основании численного моделирования влияния геометрических и режимных параметров по математической модели (ММ) рабочего процесса. В этом случае возникает необходимость определения параметров оптимального и расчетного режимов работы в турбинном режиме. Это может решаться с помощью той же математической модели.

Основная часть. Построение математических моделей рабочего процесса гидромашин основан на общих принципах математического моделирования технических объектов, требующих создания блочно-иерархической структуры математических моделей рабочего процесса, предусматривающей разработки взаимосвязанных между собой моделей разного уровня. Рассмотрим возможность применения блочно-иерархического подхода для расчета гидродинамических и энергетических характеристик обратной гидромашинной в двух режимах, а также описание рабочего процесса с помощью безразмерных средних параметров. В этом случае необходимо получить зависимость коэффициентов потерь

элементов проточной части (ПЧ) от геометрических (диаметр рабочего колеса (D), высота направляющего аппарата (b) и т.д.) и режимных параметров.

Но для проведения исследований необходимо наличие математической модели рабочего процесса различного уровня. Выбор наиболее эффективной модели зависит от стадии проектирования проточной части. Разработка системы взаимосвязанных моделей, описывающих рабочий процесс на разных иерархических уровнях, является важнейшим направлением в развитии современных методов исследования проточной части. Построенная на принципах блочно-иерархического подхода система многоуровневого описания рабочего процесса эффективно используется на разных стадиях проектирования проточной части гидромашин для численного моделирования ее характеристик.

Применение блочно-иерархического подхода для составления математического описания рабочего процесса проточной части обратной гидромашинной предусматривает разработку комплекса взаимосвязанных между собой моделей разного уровня.

Общая структура математического описания рабочего процесса устанавливается с помощью уравнений для расчета энергетических параметров обратной гидромашинной (уравнение баланса энергий и основного уравнения гидромашин).

В насосном режиме работы обратной гидромашинной [4] уравнение баланса энергий в безразмерном виде определяется по формуле:

$$\overline{H}_T^H = \overline{H}^H + k_{\text{подв.}}^H + k_{\text{р.к.}}^H + k_{\text{отв.}}^H, \quad (1)$$

где \overline{H}_T^H – коэффициент теоретического напора обратной гидромашинной в насосном режиме;

\overline{H}^H – коэффициент напора;

$k_{\text{подв.}}^H, k_{\text{р.к.}}^H, k_{\text{отв.}}^H$ – коэффициенты потерь энергии (в подводе, рабочем колесе и отводе).

Коэффициенты потерь энергии, которые выражаются в соответствии с законами подобия для анализа рабочих процессов в обратной гидромашинной, выражаются через потери энергии в элементах проточной части:

$$k^H = g \cdot \frac{h}{\omega^2 \cdot D^2},$$

где D – диаметр рабочего колеса;

h – потери энергии;

ω – угловая скорость.

Коэффициент напора в насосном режиме определяются по следующей формуле:

$$\bar{H}^H = g \cdot \frac{H}{\omega^2 \cdot D^2},$$

где H – напор.

С учетом всех зависимостей выражение гидравлического КПД в насосном режиме из основного уравнения гидромашин представляется в виде:

$$\eta_{\Gamma}^H = 1 - \frac{k^H}{H_{\Gamma}^H}. \quad (2)$$

В турбинном режиме работы обратимой гидромашин уравнение баланса в безразмерной форме имеет вид:

$$\frac{g}{Q'^2} = k_{H_T} \cdot \eta_0^2 + k^T_{\text{подв.}} + k^T_{\text{р.к.}} \cdot \eta_0^2 + k^T_{\text{отв.}}, \quad (3)$$

где k_{H_T} – коэффициент напора в турбинном режиме,

$k^T_{\text{подв.}}, k^T_{\text{р.к.}}, k^T_{\text{отв.}}$ – коэффициенты потерь в элементах проточной части (подводе, рабочем колесе и отводе),

Q'_{Γ} – приведенный расход через гидромашину.

Коэффициент потерь энергии определяется по формуле:

$$k^T = g \cdot \frac{h \cdot D^2}{Q^2}.$$

На потери в рабочем колесе и на напор влияет объемный КПД, который определяют по формуле:

$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{Q},$$

где $Q_{\text{р.к.}}$ – расход, проходящий через рабочее колесо.

Используя основное уравнение гидромашин (уравнение Эйлера), в котором показана связь между энергетическими и кинематическими параметрами, гидравлический КПД в турбинном режиме можно определить по формуле [5]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_T}}{g} \cdot Q'^2 \cdot \eta_0^2. \quad (4)$$

Таким образом, для определения гидравлического КПД обратимой гидромашин необходимо знать коэффициенты напоров (теоретического и фактического), коэффициенты потерь в элементах проточной части, объемный КПД, приведенный расход и расход, который проходит через рабочее колесо.

В рассмотренном методе предполагается представление коэффициентов потерь как функции зависимости от осредненных углов потока на всасывающих (α_1, β_1) и напорных (α_2, β_2) элементах обратимой гидромашин.

В турбинном режиме работы:

$$\text{ctg} \bar{\alpha}_{1,2}^{-T} = \frac{\pi}{2} \cdot S_{1,2} \cdot \xi_{1,2} \cdot \psi - \text{ctg} \bar{\beta}_{1,2}^{-T},$$

$$\text{ctg} \bar{\beta}_1^{-T} = S_1 \cdot \mu^T - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda_T^2 - \xi_1) \cdot S_1 \cdot \psi.$$

В насосном режиме работы:

$$\text{ctg} \bar{\alpha}_{1,2}^{-H} = \frac{\pi}{2} \cdot S_{1,2} \cdot \xi_{1,2} \cdot \psi - \text{ctg} \bar{\beta}_{1,2}^{-H},$$

$$\text{ctg} \bar{\beta}_2^{-H} = S_2 \cdot \mu^H - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda_H^2 - \xi_2) \cdot S_2 \cdot \psi,$$

где ψ – режимный параметр, который характеризует вращение рабочего колеса, который определяется по формуле:

$$\psi = \frac{\omega \cdot D^3}{Q};$$

S – коэффициент, характеризующий высоту проточной части в сечениях;

λ – относительный активный радиус решеток рабочего колеса;

μ – параметр бесциркуляционного обтекания пространственной решетки рабочего колеса;

ξ – среднее по расходу значение отношения радиусов на кромках рабочего колеса [4].

При выборе основных геометрических параметров проектируемой обратимой гидромашин на первоначальном этапе используют статистические данные, которые уточняются при отработке проточной части с помощью численного моделирования гидродинамических характеристик на основании предлагаемого комплекса взаимосвязанных математических моделей рабочего процесса.

Блок-схема блочно-иерархического математического описания рабочего процесса обратимой гидромашин в насосном и турбинном режимах работы представлена на рис. 1.

Использование функциональной модели рабочего процесса обратимой гидромашин в насосном режиме, представленной зависимостями (1) и (2) для численного исследования гидродинамических характеристик требует определения зависимостей коэффициентов теоретического напора и коэффициентов отдельных категорий потерь в элементах проточной части. Для турбинного режима – это представлено зависимостями (3) и (4). И для определения гидродинамических характеристик возникает необходимость иметь данные по следующим параметрам: приведенного расхода, расхода через рабочее колесо и объемного КПД. Для раскрытия этих зависимостей используется кинематическое описание

проточной части, построенное по блочно-иерархическому принципу.

В настоящее время проводится работа по систематизации данных коэффициентов потерь энергии в элементах проточной части, полученных на основании расчетных и экспериментальных исследований обратимых радиально-осевых гидромашин.



Рис. 1 – Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашин

Но для проектирование перспективных конструкций гидротурбин необходимо получать геометрию, максимальным образом удовлетворяющую многочисленным критериям качества, таких как максимальный коэффициент полезного действия (КПД), отсутствие кавитации, прочностные ограничения, технологичность, металлоемкость и долговечность. Применение средств математического моделирования стало общепринятой практикой, позволяющей заменить натурный эксперимент. Учет всех особенностей течения в обратимой гидромашине требует использования сложных моделей движения жидкости, что приводит к большим затратам компьютерного времени даже в настоящее время. Поэтому актуальными становятся подходы, основанные на комбинировании сложных и упрощенных моделей, позволяющие за короткое время получать оценки требуемых характеристик. Для этого созданы комплексы программ, позволяющие с применением современных численных методов рассчитывать трехмерное вязкое течение жидкости в каналах гидромашин. В результате расчета по этим программам можно получить поля скорости и давления, а также осредненные характеристики потока и потери энергии в элементах проточной части.

Программами, которые позволяют моделировать вязкое трехмерное стационарное течение несжимаемой жидкости в каналах гидромашин, являются программные комплексы ANSYS CFX, Fluent, FlowVision, др. Для решения уравнений гидродинамики используется конечно объемный

метод с разными типами сеток. Геометрию расчетной области можно создавать в одной из программ (SolidWorks, CATIA, ProEngineer и др.) и импортировать в программу. Комплекс расчетной программы имеет удобный интерфейс, позволяющий выполнить автоматическую генерацию расчетной сетки, выбрать математическую модель течения и задать граничные условия. Алгоритм проведения расчета по программе приведен на рис. 2.



Рис. 2 – Алгоритм расчета пространственного течения жидкости с помощью специальной программы

CAD: создание объемной модели проточной части с помощью специальной программы. Эта модель импортируется в программу для пространственного расчета. Пример проточной части обратимой гидромашин на рис. 3.

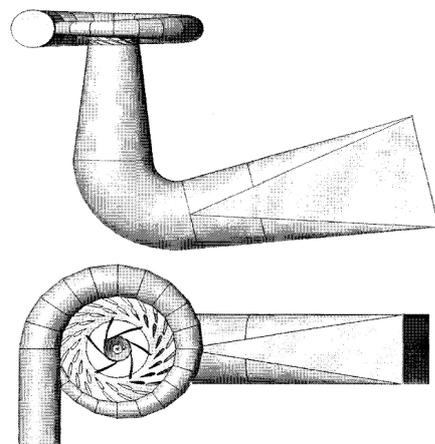


Рис. 3 – Объемная модель проточной части обратимой гидромашин

Mesh: на данном этапе определяется геометрия области исследования, создается область потока

жидкости, задаются имена граничных областей, устанавливаются параметры сетки.

Pre: определяется физическая модель, ее характеристики и параметры.

Solver: решение полного трехмерного турбулентного потока алгебраическим путем, в результате получают графические зависимости и значения, которые можно изменять, для получения желаемых.

Post: наглядное изображение общей структуры течения жидкости и распределение скоростей, давления в проточной части.

При проведении расчетов в пакете специальной программы, необходимым условием является анализ используемых моделей турбулентности, типов расчетных элементов и сеток, методов сопряжения, вращающихся и неподвижных элементами проточной части обратимой гидромашин.

В расчете имеет место использование стандартной k - ε модели турбулентности, которая описывается следующими уравнениями для определения кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации соответственно:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\nu \cdot \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon,$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{U}_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\nu \cdot \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}.$$

Турбулентная вязкость в этой модели определяется по формуле:

$$\nu_t = \frac{c_\mu \cdot k^2}{\varepsilon},$$

где некоторые параметры принимают значения:

$$c_\mu = 0,09, c_{\varepsilon 1} = 1,44, c_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_\varepsilon = 1,3, \sigma_k = 1,0.$$

Данная модель справедлива для полностью развитого турбулентного течения, где прямое влияние вязкости на структуру турбулентности пренебрежимо мало.

Выводы. Таким образом, для определения гидродинамических характеристик в насосном режиме, необходимо знать коэффициенты теоретического напора и напора, потерь в элементах проточной части; в турбинном режиме – коэффициент напора, потерь в элементах проточной части, объемный КПД и приведенный расход гидромашин. Для нахождения этих зависимостей используется кинематическое описание потока проточной части, построенное по блочно-иерархическому принципу. В рамках такого описания изменение структуры потока с изменением режима учитывается с помощью комплекса взаимосвязанных моделей разного уровня. Выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии проектирования проточной части, так и от характера поставленной задачи.

Список литературы: 1. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашин гидроаккумулирующих электростанций / Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977. – 238 с. 2. Гряно Л. П. Обратимые гидромашин / Л. П. Гряно. – Л. : Машиностроение, 1981. – 264 с. 3. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $N=70-700$ м / В. Н. Дедков // Пробл. машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 1. – С. 7–11 4. Кольчев В. А. Безразмерные характеристики обратимых гидромашин / В. А. Кольчев, А. Н. Удовиков // Гидравл. машин. – 1983 – Вып. 17. – С. 20–25. 5. Дранковский В. Э. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашин в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса / В. Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ «ХП». Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХП» – 2015. – № 3 – С. 125–129.

Bibliography (transliterated): 1. Arshenevskij, N. N. *Obratimye gidromashiny gidroakkumulirujushhij elektrostancij*. Moscow : Jenergija, 1977. Print. 2. Grjanko, L. P. *Obratimye gidromashiny*. Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 3. Dedkov, V. N. "Opredelenie raschetnyh parametrov obratimyh gidromashin dlja diapazona naporov $N=70-700$ m." *Probl. mashinostroenija*. No. 11.1. 2008. 7–11. Print. 4. Kolychev, V. A. "Bezrazmernye harakteristiki obratimyh gidromashin." *Gidravl. mashiny*. No. 17. 1983. 20–25. Print. 5. Drankovskij, V. Je., and K. S. Rezvaja. "K raschetu gidrodinamicheskij harakteristik vysokonapornoj obratimoj gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisanija ee rabocheho processa." *Visnik NTU «KhPI»*. Ser. : *Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. Kharkov : NTU «KhPI», 2015. No. 3. 125–129. Print.

Поступила (received) 01.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Drankovskiy Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Резвая Ксения Сергеевна – аспирант, ассистент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков, тел.: (057) 707-66-46, e-mail: ksjunja-rezvaya@mail.ru.

Rezvaya Kseniya Sergeevna – Postgraduate Student, Assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: ksjunja-rezvaya@mail.ru.