

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

д.т.н. Жарковский А.А., к.т.н. Щур В.А., Омран М., Стасеев А.А.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

tshur_va@spbstu.tu

В статье приведено описание подходов к проектированию лопастной системы радиально-осевых гидротурбин на основе разработанной в СПбПУ автоматизированной системы проектирования на языке программирования Python. В указанную систему на настоящий момент включены следующие модули: выбор основных параметров гидротурбины, построение меридиональной проекции рабочего колеса, расчет потенциального потока и построение лопастной системы радиально-осевой гидротурбины. Выбор основных параметров гидротурбины основан на общепринятой в гидротурбостроении методике, которая оцифрована и внедрена в программный комплекс. В работе рассмотрены и проанализированы разные подходы к проектированию меридиональных обводов проточной части в области рабочего колеса радиально осевой гидротурбины, приведено сравнение результатов их построения по различным методикам. По результатам анализа выбрана методика, наиболее подходящая к алгоритмизации в программном комплексе. Построение линий тока и расчет скоростей вдоль них представлено на основе расчета потенциального потока в меридиональном сечении. Проектирование лопастной системы гидротурбины выполнено по методу решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин. В качестве примера спроектирована лопастная система радиально-осевой гидротурбины на напор до 75 метров, начальные параметры которой соответствуют гидротурбинам-аналогам схожей быстроходности. Спроектированная гидротурбина была рассчитана в Ansys, а результаты подтвердили ее отличные энергетические качества. Планируется дальнейшее развитие программного комплекса в части автоматического построения 3-х мерных твердотельных моделей проточной части, которая в дальнейшем может быть рассчитана методами вычислительной гидродинамики и оптимизирована для получения гидротурбин с параметрами, соответствующими современному уровню.

Ключевые слова: автоматизация проектирования, радиально-осевые гидротурбины, выбор основных параметров, python.

Для цитирования: Жарковский А.А., Щур В.А., Омран М., Стасеев А.А. Автоматизация проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26

Постановка задачи исследования

В настоящее время проектирование проточных частей гидромашин ведется с использованием программного обеспечения, которое реализует методы проектирования и оценки течения и потерь в лопастных гидромашинах, в том числе гидротурбинах. Среди гидротурбин широко распространены радиально-осевые гидротурбины (РО ГТ) – гидротурбины типа Френсис по зарубежной терминологии. При проектировании лопастных систем РО ГТ используются следующие подходы:

– струйный метод, когда в меридианном сечении рассчитываются линии тока и скорости $V_m(s)$ вдоль них и проектировщиком задается закон закрутки потока $r\omega(s)$ вдоль скелетной линии на каждой поверхности тока. Формы

скелетных линий лопасти на отдельных поверхностях тока при таком подходе не увязаны между собой. Данный подход аналогичен подходу, применяемому в насосостроении [1]. В гидротурбинах данный подход используют при проектировании насос-турбин;

– метод Бауэрсфельда-Вознесенского [2–4]. Лопасть проектируется в потенциальном меридианном потоке как единое целое. Скелетная поверхность лопасти представляет собой вихревую поверхность, вихревые линии которой расположены в меридианных проекциях РО ГТ;

– геометрический подход [5–7], когда форма скелетной линии на поверхности тока задается полиномиальной зависимостью, сплайн-функциями, кривыми Безье и другими кривыми.

После проектирования проточной части РО ГТ обязательно проводится расчет течения в ней, анализируются поля давлений и скоростей, интегральные параметры, такие как напор, КПД, антикавитационные качества, прочностные качества, критические частоты вращения. Для расчета течения в гидромашинах в настоящее время используют коммерческие пакеты программ [8–10].

Процессы проектирования и расчета имеют собственные программные продукты, работать с которыми по отдельности неудобно: нет единого интерфейса, подготовка и передача данных от одной программы к другой занимает время, нет единой базы данных для хранения информации, снижается скорость поиска оптимального решения. Наиболее рациональной формой организации проектирования является система автоматизированного проектирования – САПР. Можно привести некоторые примеры разработки САПР гидромашин [11–15]. Их недостатками являются либо возможность проектирования только отдельных элементов проточной части, либо использование вместо трехмерных методов квазитрехмерных для оценки течения и потерь, либо не полностью автоматизированная подготовка исходных данных на различных стадиях проектирования.

Целью исследования данной работы является обобщение подходов к проектированию гидротурбин радиально-осевого типа и выбор оптимальных методик для их включения в систему автоматизированного проектирования проточной части рабочего колеса гидротурбины – САПР РО ГТ, наиболее сложного и ответственного элемента проточной части гидротурбины. Основные этапы проектирования иллюстрируются на базе гидротурбины РО-75.

Выбор основных параметров РО ГТ

Правильный выбор основных параметров гидротурбин [2, 16–20] – важная задача. От этого зависит эффективность использования энергии потока воды в гидротурбине.

Для автоматизации выбора основных параметров в СПбПУ разработана программа, позволяющая по исходным данным построить рабочую зону гидротурбины на универсальной характеристике и рассчитать ее основные параметры. Программа написана на языке *Python* и реализует методику [18].

Основные параметры гидротурбин: тип турбины, n – частота вращения [мин^{-1}], D_1 – диаметр рабочего колеса [м], η_t – КПД гидротурбины в оптимальном режиме [%]. Для реконструируемых ГЭС исходными данными для выбора параметров гидротурбин служат данные с действующих объектов. Эти данные чаще всего получены на основе обработки и анализа параметров гидротурбин по результатам многолетних наблюдений. Для проектируемых ГЭС точно определить исходные данные проблематично, поэтому они прогнозируются с определенной долей погрешности. Для расчета мощности, частоты вращения, определения диаметра и КПД гидротурбины задать:

1) N_t – мощность турбины [кВт], которая задается по проекту для новых и действующих ГЭС (или из предположения увеличения мощности – для обоснования реконструкции действующих ГЭС).

2) Напоры гидротурбины [м]: H_p – расчетный, $H_{\max}$ – максимальный, $H_{\min}$ – минимальный, их величины обычно известны и зависят от сложившейся гидрологической обстановки для действующих ГЭС или от проекта плотин для новых гидроэлектростанций.

3) Q_t – расход через гидротурбину [$\text{м}^3/\text{с}$].

4) Универсальные характеристики гидротурбин, применимых на данные напоры [21].

Для определения кавитационных качеств турбины необходимо знать: высоту отсасывания H_s [м] – для действующих объектов, значения кавитационного коэффициента σ (берется с универсальной характеристики) и отметку расположения уровня нижнего бьефа ГЭС над уровнем моря ∇ [м] – для проектируемых станций и определения величины заглубления турбины под уровень нижнего бьефа. Формулы расчета основных параметров не приводятся ввиду их общеизвестности. Расчет на поправку КПД из-за масштабного эффекта следует проводить в соответствии с международными стандартами [22]. В разработанной программе выбора основных параметров гидротурбин за основу взяты исходные данные и универсальные характеристики радиально-осевых гидротурбин – наиболее распространенных, надежных и эффективных в гидротурбостроении.

На рис. 1 представлено окно задания исходных данных и автоматического выбора типа гидротурбины. В левой части – исходные пара-

метры, после ввода которых программа может автоматически выбрать тип турбины. Этот выбор можно корректировать также самостоятельно, задав тип турбины и максимальный напор, на который она применяется.

От максимального напора зависят предложенные на выбор в следующем окне универсальные характеристики (рис. 2). На рис. 2 показана характеристика с нанесенной предполагаемой рабочей точкой при расчетном напоре, которая расположена на линии 5 % запаса мощности и оптимальных приведенных оборотах (соответствующих расположению точки оптимального КПД).

Из выпадающего меню под универсальной характеристикой можно выбрать любую другую из предложенных на данные напоры и имеющихся в [21]. Справа в текстовых полях указаны параметры рабочей точки, предложен выбор синхронной частоты вращения гидроагрегата и координат рабочей точки при минимальном напоре.

После ввода всех параметров определяется рабочая зона (выделена зеленым на рис. 2), а также считаются осевое усилие, разгонная частота вращения и высота отсасывания предложенной гидротурбины. Зона работы турбины построена для всего диапазона напоров (от минимального до максимального) и охватывает «яблочко» – зону с максимальными КПД гидротурбины.

Таким образом, в качестве исходных данных по предложенной универсальной характеристике выбираются основные параметры ги-

дротурбины: тип, частота вращения, диаметр рабочего колеса и строится зона работы, охватывающая оптимальные по КПД режимы. Далее на основе этих данных могут быть спрогнозированы эксплуатационные характеристики, рассчитаны максимальный КПД с учетом масштабного эффекта, требуемая высота отсасывания, открытия направляющего аппарата и линия ограничения мощности. Полученные значения параметров турбины используются далее при проектировании лопасти рабочего колеса и последующего ее расчета и оптимизации с использованием методов вычислительной гидродинамики.

Проектирование меридиональных обводов и кромок рабочего колеса РО ГТ

В работе Топажа Г.И. [4] меридиональные обводы (далее – обводы) и расположение входной и выходной кромок на периферии и втулке для РО ГТ задаются рядом характерных размеров (рис. 3). Рекомендуемые диапазоны величин характерных размеров для различных РО ГТ приведены в [4].

В работе В. Обретенова [23] размеры меридианных обводов и кромки определяются величиной быстроходности n_0 , которая имеет вид:

$$n_0 = 0,00203 \cdot n_s \cdot \eta^{-0,5}.$$

Нами параметры из работы [23] были аппроксимированы в виде графических зависимостей от коэффициента быстроходности и использованы при автоматизированном по-

The screenshot shows a software window titled 'MainWindow'. It contains two main sections for inputting turbine parameters. The left section has six input fields with labels: 'Расчётный напор, м' (70.0), 'Минимальный напор, м' (60.0), 'Максимальный напор, м' (75.0), 'Расчётный расход, м³/с' (300.0), 'Заданная мощность, МВт' (150.0), and a 'Задать' (Set) button below them. The right section is titled 'Авт. выбор системы гидротурбины' and shows 'PO75' selected in a dropdown menu. Below this is another section titled 'Ручной ввод системы гидротурбины' with two dropdown menus (one showing 'PO' and the other '75') and two 'Задать' buttons. At the bottom right are 'Назад' (Back) and 'OK' buttons.

Рис. 1. Выбор типа гидротурбины и ее параметров (РО 75)

Fig. 1. Selection of the type of turbine and its parameters (RA 75)

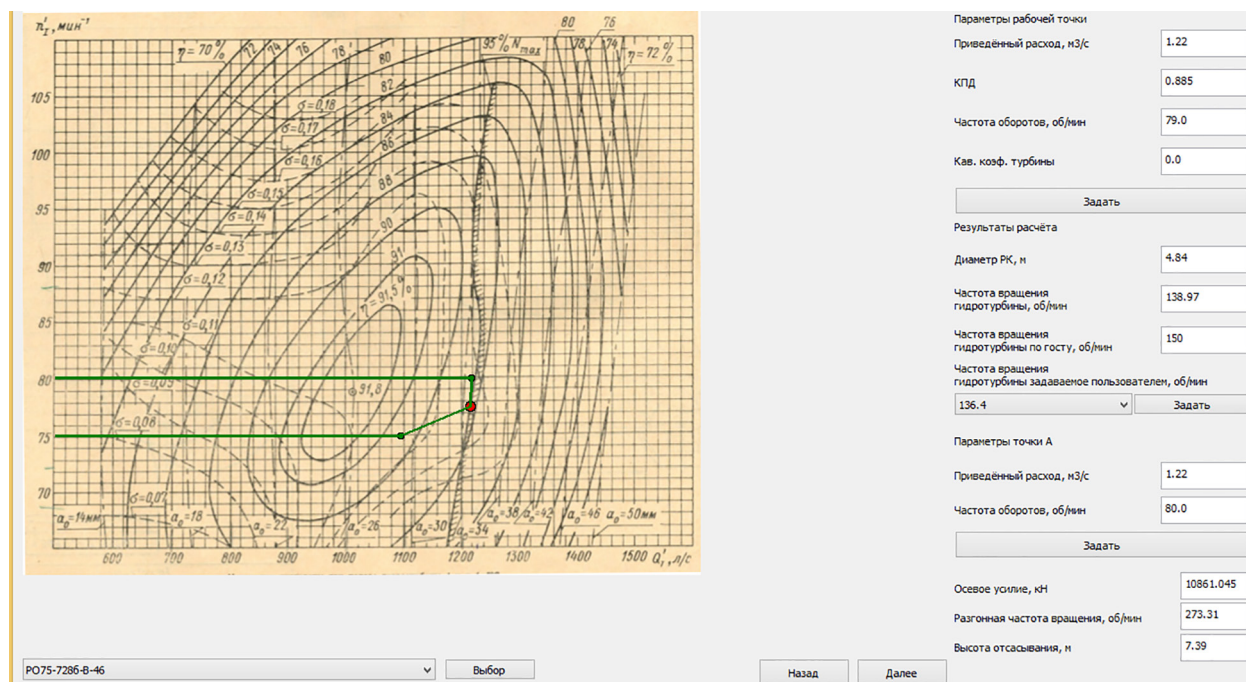


Рис. 2. Экран построения рабочей зоны гидротурбины

Fig. 2. Screen for constructing the working area of a hydraulic turbine

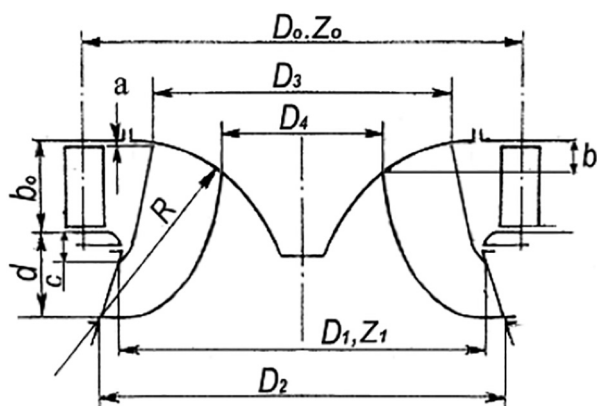


Рис. 3. Характерные размеры рабочего колеса РО гидротурбины

Fig. 3. Typical dimensions of the impeller radial-axial hydraulic turbine

строении обводов колеса и кромок лопастных систем по методике Обретенова (рис. 4).

В методе Бове [24] параметры меридианного сечения определяются как функции параметра n_0^* :

$$n_0^* = \frac{\omega \cdot \left(\frac{Q}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}}}{(2 \cdot g \cdot H)^{\frac{3}{4}}}$$

Меридиональные обводы для низконапорных РО ГТ высокой быстроходности, построенные по методикам Топажа Г.И., В. Обретенова,

и обводы, используемые в натуральных образцах РО ГТ [17], приведены на рис. 4.

Перечисленные выше методики были запрограммированы и включены в подсистему по автоматизированному проектированию обводов РК (рабочего колеса) РО ГТ. Кромки лопастей строятся по характерным точкам в виде прямых линий, парабол разного типа, кривых Безье. Оптимальность формы того или иного обвода и кромок лопастной системы оценивается после проектирования РК и оценки его гидравлических качеств одним из методов числительной гидродинамики.

Расчет меридионального потока

Лопастей ПК гидротурбины проектируют в потенциальном потоке (МКЭ) [25], либо в осесимметричном вихревом потоке [5]. Пример результатов расчета потенциального потока по методу [25] приведен на рис. 5.

Проектирование лопастной системы РК РО гидротурбины

Проектирование лопастной системы гидротурбины РО-75 было выполнено по методу [5, 6], реализованному в комплексе программ САПР РО ГТ, на параметры: $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹.

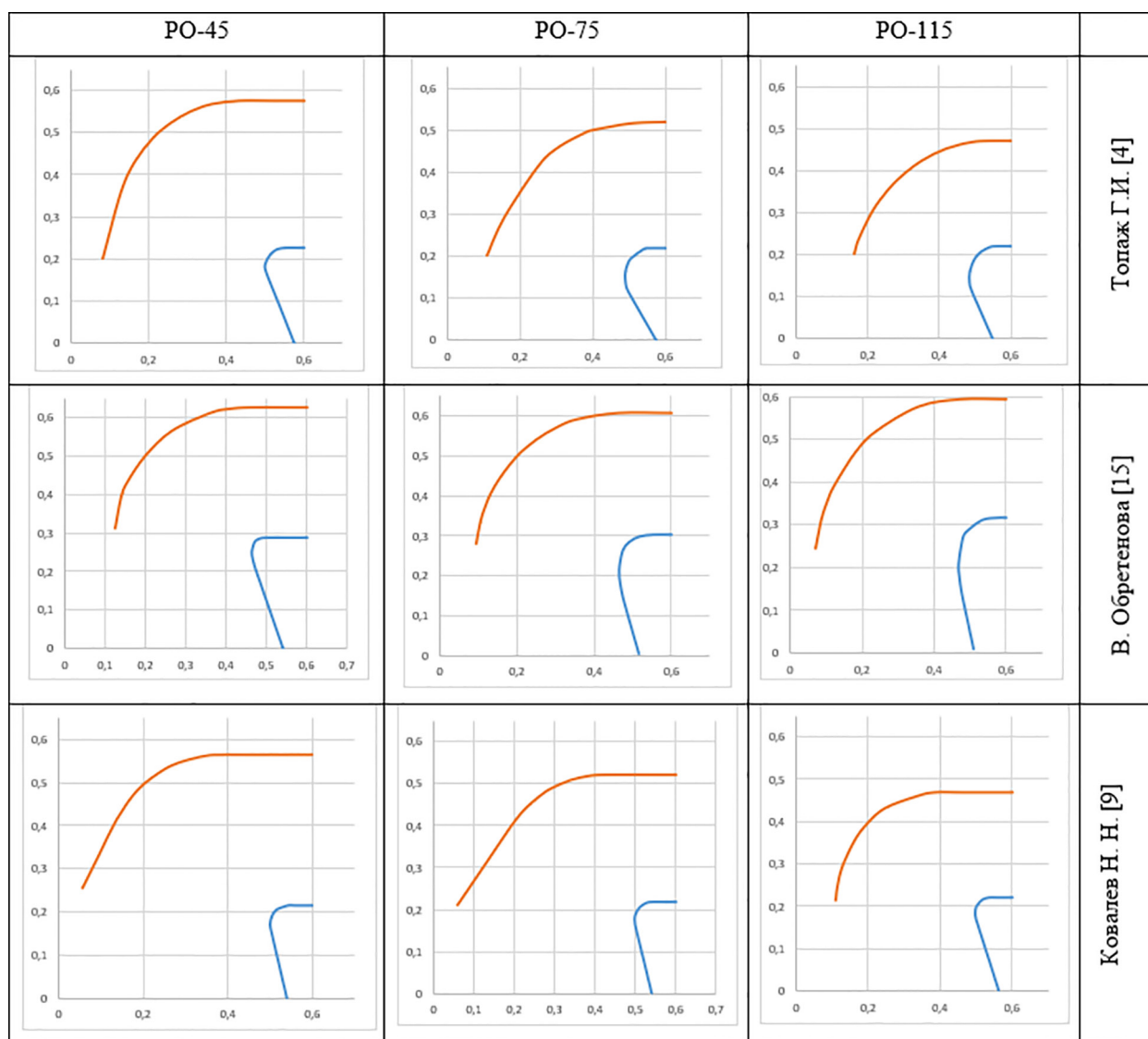


Рис. 4. Меридианские обводы рабочего колеса ГТ на различные напоры

Fig. 4. Meridian contours of the HT impeller for different heads

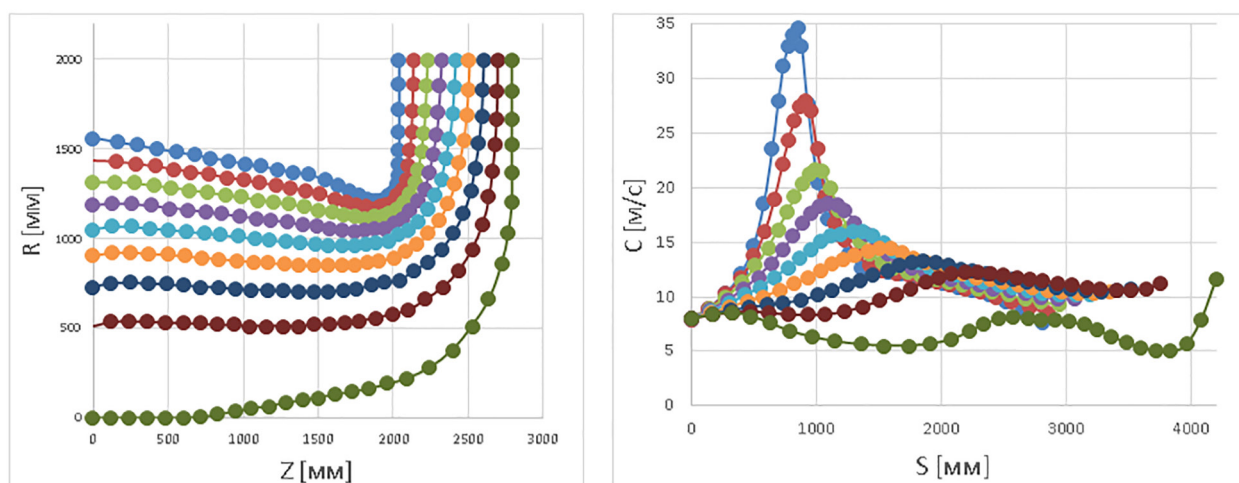


Рис. 5. Линии тока и меридиональные скорости в РК ГТ РО-75 (натурный размер)

Fig. 5. Streamlines and meridional velocities in impeller of HT RO-75 (full-scale size)

На рис. 6 приведены результаты проектирования рабочего колеса РО-75.

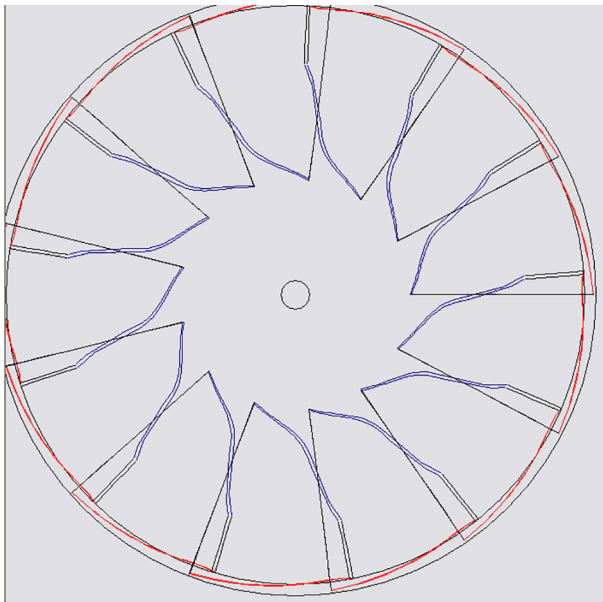


Рис. 6. Лопасть РК гидротурбины РО-75 в плане

Fig. 6. Impeller blade of RO-75 hydraulic turbine in plan

Расчет течения вязкой жидкости и интегральных параметров в гидротурбине РО 75

Методика расчета трехмерного вязкого течения в гидродинамическом пакете *ANSYS* для гидротурбин изложена, например, в работах [8–10]. В данной статье из-за ограниченности объема мы не имеем возможности описать особенности расчета трехмерного вязкого течения для рассматриваемой гидротурбины. После расчета течения были рассчитаны интегральные параметры гидротурбины РО-75 – расход, КПД и др. Поле КПД рассчитано для ряда открытий НА при ряде приведенных частот вращения n_1' . По полученному полю найден максимальный КПД спроектированной гидротурбины и координаты оптимума $(Q_1', n_1')_{\text{опт}}$ на универсальной характеристике с помощью программы *Tecplot* (рис. 7).

Максимальный гидравлический КПД гидротурбины – 92,8 %. Полный КПД с учетом объемных протечек и дисковых потерь (вычислены по эмпирическим методикам – 0,8 %) составил около 92 %. Координаты оптимальной точки – $Q_1' = 1141,1$ л/с, $n_1' = 79,9$ мин⁻¹. Вариант по ОСТ [21] – максимальный КПД 91,8 %, его координаты – $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹.

Заключение

Разработана программа САПР РО ГТ, которая позволяет: определить основные параметры проточной части гидротурбины; определить обводы гидротурбины и форму лопастей РК ГТ; рассчитать распределение меридианых скоростей и линии тока; спроектировать лопасти гидротурбины с возможностью варьирования углов лопастей, положения и формы входной и выходной кромок, толщины лопасти и т.д.; рассчитать локальные и интегральные параметры гидротурбины с использованием двумерных и трехмерных методов.

С использованием САПР РО ГТ спроектирована лопастная система рабочего колеса РО-75. Проектирование выполнялось на рабочую точку с параметрами $Q_1' = 1000$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹. По завершении проектирования был проведен расчет универсальной характеристики. Расчет проводился в трехмерной стационарной постановке с помощью программного комплекса *ANSYS*. По результатам расчета оптимум универсальной характеристики был получен в точке с параметрами $Q_1' = 1141,1$ л/с, $n_1' = 79$ мин⁻¹, что не полностью соответствует требуемым параметрам по величине Q_1' .

Максимальный КПД гидротурбины с учетом механических и объемных потерь составил $\eta_{\text{max}} \cong 92$ %, что сопоставимо с уровнем КПД рабочих колес, приведенных в [21]. Таким образом, полученная при помощи разработан-

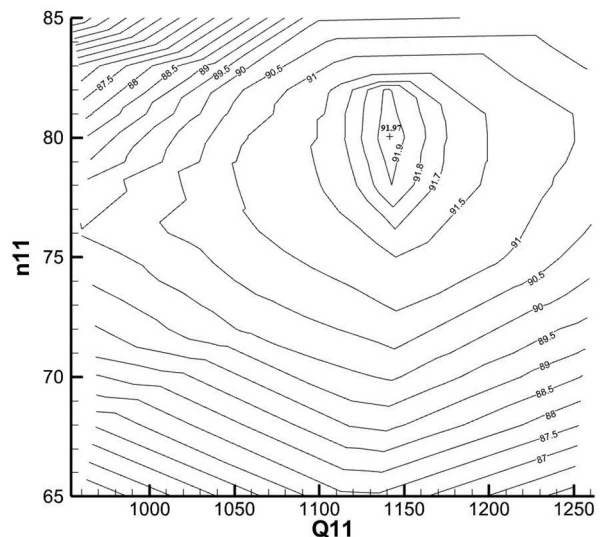


Рис. 7. Результаты проектирования РО-75 по САПР РО ГТ

Fig. 7. Results of design of RO-75 according to CAD of impeller of HT

ной программы САПР РО ГТ лопастная система имеет удовлетворительные параметры оптимального режима (Q_1' , n_1'), приемлемый уровень максимального КПД и может быть использована в качестве первого приближения при дальнейшем проектировании лопастных систем методами оптимизационного проектирования.

Литература

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Барлит В.В. Гидравлические турбины. Киев, «Вища школа», 1977, 360 с.
3. Грянюк Л.П. Построение потенциального меридианного потока и гидродинамический расчет бесконечно-тонкой лопасти радиально-осевой гидротурбины по методу Бауэрсфельда-Вознесенского. Л.: Изд-во ЛПИ им. М.И. Калинина, 1985. 32 с.
4. Топаж Г.И. Лопастные гидромашин и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин. СПб.: Изд-во Политехн ун-та, 2011. 154 с.
5. Климович В.И. Расчет течений в проточной части насос-турбин на основе решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин // Известия АН СССР. МЖГ. 1988. № 4.
6. Федоров А.В., Струментова Н.С., Шумилин С.А. Автоматизированное проектирование лопастных систем рабочих колес насос-турбин на напоры 90–150 м // Труды ЦКТИ. 1988. Вып. 244. С. 28–35.
7. CFTurbo.
8. Поспелов А.Ю. Методика прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин на основе расчета трехмерного вязкого течения несжимаемой жидкости. Автореф. на соиск. уч. степ к.т.н., СПб, СПбГПУ, 2013, 16 с.
9. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапшин В.Н. Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
10. ANSYS CFX User's Guide, release 14.5. ANSYS, Inc., February 12, 2013.
11. Миронов К.А., Яковлева Л.К., Гулахмадов А.А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. Х.: НТУ «ХП», 2013.
12. Федоров А.В., Витензон М.С. Метод оптимизации решеток профилей гидромашин для подсистемы САПР «Проточная часть». Труды ЦКТИ, 1987, вып. 232. С. 18–22.
13. Голиков В.А., Жарковский А.А., Топаж Г.И. Программные комплексы для расчета течения и автоматизированного проектирования лопастных гидромашин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия «Наука и образование», 2012, № 1 (142). С. 199–206.
14. Anton I. – Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.
15. Eyup Kocaka, Salih Karaaslana, Nuri Yucela, Furkan Arundasa. A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner, 8th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, Turin, ITALY, 11–13 September 2016.
16. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. М.: Высшая школа, 1969. 400 с.
17. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. Л.: Машиностроение, 1971. 584 с.
18. Бусырев А.И., Топаж Г.И. Лопастные гидромашин. Выбор основных параметров и элементов проточной части гидротурбин: учебное пособие. СПб, Изд-во Политехнического ун-та, 2007, 123 с.
19. Морозов А.А., Аносов Ф.В., Гамус И.М. и др. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. М.: Госэнергоиздат, 1958, 519 с.
20. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергия, 1978. 320 с.
21. ОСТ 108.23.15-82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры.
22. IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests.
23. Обретенов В. Ръководство за курсово проектиране на хидравлически турбомашини, 1993, София.
24. Bovet N., Contribution to the study of Francis-Turbines Runner-Design, Trans. of the ASME, Special issue, 1960.
25. Борщев И.О., Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчет потенциальных течений методом конечных элементов // Труды конференции «Hydro-Turbo-89», ч. 1, 1989, ЧССР.

References

1. Lomakin A.A. Tsentrobezhnyye i osevyye nasosy [Centrifugal and axial pumps]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1966. 364 p.
2. Barlit V.V. Gidravlicheskiye turbiny [Hydraulic turbines]. Kiyev, «Vishcha shkola» Publ., 1977, 360 p.
3. Gryanko L.P. Postroyeniye potentsial'nogo meridiannogo potoka i gidrodinamicheskiy raschet beskonечно-tonkoy lopasti radial'no-osevoy gidroturbiny po metodu Bauersfel'da-Voznesensko-

- go [Construction of a potential meridian flow and hydrodynamic calculation of an infinitely thin blade of a radial-axial hydraulic turbine using the Bauersfeld-Voznesensky method]. Leningrad: Izd-vo LPI im. M.I. Kalinina Publ., 1985. 32 p.
4. Topazh G.I. Lopastn-yye gidromashiny i gidrodinamicheskiye peredachi. Osnovy rabochego protsessi i rascheta gidroturbin [Blade hydraulic machines and hydrodynamic transmissions. Hydro turbine workflow and design fundamentals]. SPb.: Izd-vo Politekhnik un-ta Publ., 2011. 154 p.
 5. Klimovich V.I. Calculation of flows in the flow path of pump-turbines based on the solution of the direct axisymmetric problem of the theory of hydraulic machines. Izvestiya AN SSSR. MZHG. 1988. No 4 (in Russ.).
 6. Fedorov A.V., Strumentova N.S., Shumilin S.A. Computer-aided design of vane systems for pump-turbine impellers for heads of 90–150 m. Trudy TSKTI. 1988. Vyp. 244, pp. 28–35 (in Russ.).
 7. CFTurbo
 8. Pospelov A.Yu. Metodika rognozirovaniya energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na osnove rascheta trekhmernogo vyazkogo techeniya neszhimayemoy zhidkosti. Avtoref. na soisk. uch. step k.t.n. [A method for predicting the energy characteristics of hydraulic turbines based on the calculation of a three-dimensional viscous flow of an incompressible fluid: Abstract for Dissertation for Degree of PhD in Engineering], SPb, SPBGPU Publ., 2013, 16 p.
 9. Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapshin V.N. i dr. Chislennoye modelirovaniye techeniy v turbomashinakh [Numerical simulation of flows in turbomachines]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2006. 202 p.
 10. ANSYS CFX User's Guide, release 14.5. ANSYS, Inc., February 12, 2013
 11. Mironov K.A., Yakovleva L.K., Gulakhmadov A.A. Improvement of flow paths of radial-axial hydraulic turbines. Visnik NTU «KHPI». Seriya: Yenergetichni ta teplotekhnichni protsesi ta ustatkuvannya. KH.: NTU «KHPI», 2013 (in Russ.).
 12. Fedorov A.V., Vitenzon M.S. The method of optimization of the lattices of the profiles of hydraulic machines for the Flowing part CAD subsystem. Trudy TSKTI, 1987, vyp. 232, pp. 18–22 (in Russ.).
 13. Golikov V.A., Zharkovskiy A.A., Topazh G.I. Software systems for calculating the flow and computer-aided design of vane hydraulic machines. Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPBGPU. Seriya «Nauka i obrazovaniYE», 2012, No 1 (142), pp. 199–206 (in Russ.).
 14. Anton I. – Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.
 15. Eyup Kocaka, Salih Karaaslan, Nuri Yucela, Furkan Arundasa. A numerical case study: Bovet approach to de-sign a Francis turbine runner, 8th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, Turin, ITALY, 11–13 September 2016.
 16. Smirnov I.N. Gidravlicheskiye turbiny i nasosy [Hydraulic turbines and pumps]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1969. 400 p.
 17. Kovalev N.N. Gidroturbiny [Hydraulic turbines]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1971. 584 p.
 18. Busyrev A.I., Topazh G.I. Lopastn-yye gidromashiny. Vybor osnovnykh parametrov i elementov protchnoy chasti gidroturbin: uchebnoye posobiye [Blade hydraulic machines. The choice of the main parameters and elements of the flow path of hydraulic turbines: a tutorial]. SPb, Izd-vo Politekhnikeskogo un-ta, 2007, 123 p.
 19. Morozov A.A., Anosov F.V., Gamus I.M. i dr. Turbinnoye oborudovaniye gidroelektrostantsiy [Turbine equipment for hydroelectric power plants]. Moscow: Gos-energoizdat Publ., 1958, 519 s.
 20. Krivchenko G.I. Gidravlicheskiye mashiny: Turbiny i nasosy [Hydraulic machines: Turbines and pumps]. Moscow: Energiya Publ., 1978. 320 p.
 21. OST 108.23.15-82. Turbines are hydraulic vertical rotary vane and radial-axial. Types, main parameters and dimensions.
 22. IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Model acceptance tests.
 23. Obretenov V. R”kovodstvo za kursovo projektirane na khidravlichni turbomashini [Guide for course work on design of hydraulic turbomachines], 1993, Sofiya .
 24. Bovet N., Contribution to the study of Francis-Turbines Runner-Design, Trans. of the ASME, Special issue, 1960.
 25. Borshchev I.O., Zharkovskiy A.A., Shkarbul' S.N. Calculation of potential flows by the finite element method. Trudy konferentsii «Hydro-Turbo-89», ch. 1, 1989, CHSSR.

AUTOMATION OF THE DESIGN OF THE IMPELLER OF A RADIAL-AXIAL HYDRAULIC TURBINE

DSc in Engineering **A.A. Zharkovskiy**, PhD in Engineering **V.A. Shchur**, **M. Omran**, **A.A. Staseyev**
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia
tshur_va@spbstu.tu

The article describes approaches to the design of a vane system of radial-axial hydraulic turbines based on an automated design system developed at SPbPU using the Python programming language. The specified system currently includes the following modules: selection of the main parameters of the hydraulic turbine, construction of the meridional projection of the impeller, calculation of the potential flow and construction of the blade system of the radial-axial hydraulic turbine. The choice of the main parameters of the hydraulic turbine is based on the technique generally accepted in hydraulic turbine engineering, which has been digitized and introduced into the software package. The paper considers and analyzes different approaches to the design of the meridional bypasses of the flow path in the area of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine, a comparison of the results of their construction using different methods is given. A technique that is most suitable for algorithmization in the software package based on the results of the analysis was selected. The construction of streamlines and the calculation of velocities along them are presented on the basis of the calculation of the potential flow in the meridian section. The design of the blade system of the hydraulic turbine was carried out by the method of solving the direct axisymmetric problem of the theory of hydraulic machines. As an example, a blade system of a radial-axial hydraulic turbine was designed for a head up to 75 meters, the initial parameters of which correspond to hydraulic turbines-analogues of similar speed. The designed hydro turbine was calculated in Ansys, and the results confirmed its excellent energy properties. It is planned to further develop the software package in terms of automatic construction of 3-dimensional solid models of the flow path, which can later be calculated by the methods of computational fluid dynamics and optimized to obtain hydraulic turbines with parameters corresponding to the current state of the art.

Keywords: design automation, radial-axial hydraulic turbines, selection of basic parameters, Python

Cite as: Zharkovskiy A.A., Shchur V.A., Omran M., Staseyev A.A. Automation of the design of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 18–26 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26