

**В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, М. Ю. ХАВРЕНКО, А. Л. ШУДРИК**

### **К РАСЧЕТУ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН**

Розглянуто методику аналітичного визначення обрисів меридіональною проекцією робочого колеса оборотної гідромашини. Проведено порівняння основних геометричних параметрів оборотних гідромашин, насосів і гідротурбін. Дано рекомендації для визначення всмоктуючого діаметра  $D_{вс}$ , ширини колеса  $b_{нан}$ , кутів нахилу лопаті  $\beta_{вс}$  і  $\beta_{нан}$  і положення всмоктуючої кромки.

Складено та використано програму для побудови обрисів меридіональною проекцією робочого колеса оборотної гідромашини.

**Ключові слова:** ГАЭС, оборотна гідромашини, проточна частина, меридіональна проекція.

Рассмотрена методика аналитического определения очертаний меридиональной проекции рабочего колеса обратной гидромашини. Проведено сравнение основных геометрических параметров обратимых гидромашин, насосов и гидротурбин. Даны рекомендации для определения всасывающего диаметра  $D_{вс}$ , ширины колеса  $b_{нан}$ , углов наклона лопасти  $\beta_{вс}$  и  $\beta_{нан}$  и положения всасывающей кромки.

Составлена и использована программа для построения очертаний меридиональной проекции рабочего колеса обратной гидромашини.

**Ключевые слова:** ГАЭС, обратимая гидромашини, проточная часть, меридиональная проекция.

In the article an analytical method for determining the shape of the meridional projection of the impeller of the Francis pump-turbine is considered and its modifications are analyzed. A computational algorithm for determining the meridional projection is presented. The dependence of the basic geometrical parameters on the specific speed in the pump mode is given. The ways to determine the height and suction diameter of the impeller are recommended. The choices of the angles on the suction and pressure side of the scapula are substantiated. The cavities for pump-turbine pumps and turbines for various speeds are built. A program for building the meridional projection in the first approximation is created.

**Key words:** PSPP, pump-turbine, flowing part, meridional projection.

**Введение.** При постоянном росте общей установленной мощности ТЭС и АЭС, параллельно вводятся высокоманевренные мощности ГАЭС, обеспечивающие регулирование суточных графиков нагрузки энергосистемы. В мире эксплуатируются более 480 ГАЭС установленной мощностью более 160 млн. кВт, более 100 ГАЭС находятся в стадии проектирования. Согласно принятому в 2014 г. плану развития объединенной европейской энергосистемы ENTSO-E «Ten Year Network Development Plan», прогнозируется увеличение процентной доли ГАЭС с 4,7% до 6%, а их мощность, в сравнении с 2014 г. (47 млн. кВт), к 2030 возрастет до 70 – 90 млн. кВт [1].

В условиях евроинтеграции Украины, одной из приоритетных задач является интеграция объединенной энергосистемы (ОЭС) Украины с ENTSO-E, что позволит реализовать реформы в электроэнергетике и увеличить экспорт электроэнергии. ОЭС Украины характеризуется значительным превышением базисных мощностей АЭС (25%), ТЭС и ТЕЦ (63%) и крайне низким уровнем ГЭС и ГАЭС (10% вместо необходимых 16 – 20%), что вызывает трудности в регулировании суточных графиков нагрузки энергосистемы. Для дальнейшего развития и оптимизации работы ОЭС Украины в условиях интеграции с ENTSO-E наиболее эффективным инструментом является ввод высокоманевренных мощностей ГАЭС. При этом, в первую очередь, следует завершить строительство и ввести в эксплуатацию Ташлыкскую ГАЭС (мощностью 906 МВт) и Днестровскую ГАЭС (мощностью 2208 МВт). Имеются проекты Каневской и Закарпатской ГАЭС, общей мощностью 2300 МВт. Ввод этих крупных ГАЭС позволит повысить эффективность и надежность работы ОЭС Украины [1].

В качестве гидросилового оборудования ГАЭС наиболее распространены двухмашинные агрегаты с обратимыми гидромашинными (насос-турбинами). Применение обратимых гидромашин дает возможность снизить общую стоимость ГАЭС не только за счет уменьшения габаритов машинного здания, но и за счет уменьшения на 20 – 30% стоимости насос-турбинного и гидромеханического оборудования [2]. Создание насос-турбины, которая имела бы высокий КПД при работе, как в насосном, так и в турбинном режиме, имеет определенные сложности, так как это связано с необходимостью одинаковой скорости вращения в обоих режимах, поскольку число оборотов синхронной электромашини определяется числом полюсов и частотой сети. Кроме того, нужно также учитывать, что во многих случаях, особенно на высоконапорных ГАЭС, отметки верхнего и нижнего бьефов значительно изменяются, а это приводит к переменным величинам напора и подтопления насос-турбин.

**Постановка задачи.** В литературе приводятся множество данных для расчета основных параметров обратимых гидромашин. Но что касается очертаний меридиональной проекции рабочего колеса, то здесь наработок весьма немного. Сложность состоит в том, что обратимая гидромашини должна работать в двух противоположных режимах, обеспечивая требуемые параметры в турбинном и насосном режимах работы. Следует отметить, что необходимость удовлетворения двум режимам работы значительно затрудняет корректировку размеров проточной части насос-турбины, поскольку изменение очертаний элементов в одном режиме оказывает влияние на поток в зоне противоположного режима. Для первого приближения, можно воспользоваться аналитическим методом, совершенствование которого требует проведения численных расчетов, базирующихся на основе математического моделирования с уточнением характеристик полученных на основе пространственного расчета течения жидкости в полости насос-турбины.

**Анализ исследований.** В работе [3] дается систематизированное исследование конструкции рабочих колес гидротурбин радиально-осевого типа. Она включает анализ формы полости рабочего колеса, её размеров и расположения входной и выходной кромки. Все расчеты ведутся для диаметра  $D_1 = 1$  м. В данной методике, основные размеры и форма рабочего колеса определяется тремя относительными величинами: оборотностью  $n_o$  (она полностью определяет форму полости рабочего колеса), расходом  $q_{2eo}$  (определяет положение максимального КПД в зависимости от расхода) и напором  $h_{1io}$  (определяет положение максимального КПД в зависимости от напора). В работе [4] предлагается заменить данные относительные величины на принятые в отечественном гидротурбиностроении: коэффициент быстроходности  $n_s$ , приведенные обороты  $n'_1$  и приведенный расход  $Q'_1$ . В работе [5] приводятся уравнения, полученные путем изменения ряда констант в аналогичных уравнениях работы [4]. Уравнения записаны для  $D_{нан} = 1$  м в функции  $n'_{1m} \sqrt{Q'_{1m}}$  и оптимуме турбинного режима работы. В работе [6] предлагается заменить параметр  $n'_{1m} \sqrt{Q'_{1m}}$  с небольшой долей расхождения на  $n_{sh}/3,65$ .

Очертания втулки и обода при известных значениях  $D_{вс}$  и  $b_{нан}$  в практике гидромашиностроения определяются характером меридионального потока, и обязательным условием является плавное изменение величины меридиональной скорости вдоль линии тока. На рис. 1 представлена рекомендуемая зависимость меридиональной скорости от длины линии тока, при которой сохраняется закон плавного её изменения.

Ниже приведены уравнения, которые определяют форму обода и втулки и их взаимное расположение. Следует отметить, что расчетным режимом для насос-турбины является насосный, поэтому индексы в уравнениях (1) – (5) соответствуют насосам:

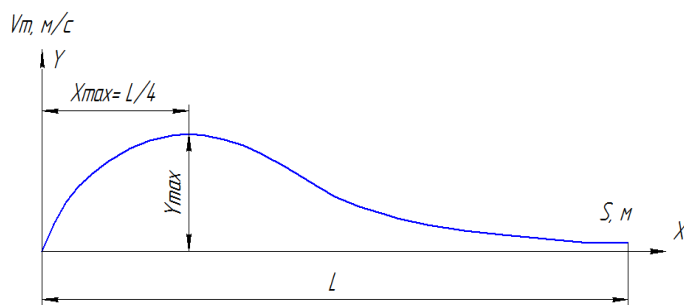


Рис. 1 – Зависимость меридиональной скорости от длины линии тока.

$$b_2 = \frac{n_{sh}}{227015} \cdot (315.5 - 0.274 \cdot n_{sh}) \cdot D_0; \quad (1)$$

$$y_{max.об} = \left( 0.45 + \frac{12.62}{0.274 \cdot n_{sh} + 12.62} \right) \cdot D_0; \quad (2)$$

$$L_{max.об} = \left[ 1.8 + \frac{n_{sh}}{56750} (315.5 - 0.274 \cdot n_{sh}) \right] \cdot D_0; \quad (3)$$

$$y_{max.об} = \frac{D_2 - D_0}{2}; \quad (4)$$

$$L_{max.об} = \left[ 1.2 + \frac{n_{sh}}{601345} (315.5 - 0.247 \cdot n_{sh}) \right] \cdot D_0; \quad (5)$$

$$x_{max(об)} = \frac{L_{max(об)}}{4}. \quad (6)$$

Очертания втулки и обода строятся по уравнению

$$y = y_{max} \cdot 3.08 \left( 1 - \frac{x}{L_{max}} \right) \cdot \sqrt{\frac{x}{L_{max}} \left( 1 - \frac{x}{L_{max}} \right)}. \quad (7)$$

Для построения меридиональных проекций рабочих колес рекомендуется методика [6], где определяющим параметром является коэффициент быстроходности в насосном режиме  $n_{sh}$ , а не приведенные величины  $n'_{1m}$  и  $Q'_{1m}$  в турбинном режиме [5]. Это аргументируется тем, что определяющим режимом при проектировании рабочих колес насос-турбин является насосный, что связано с необходимостью создания напора  $H_n$ . По методике [6] построены меридиональные проекции для насос-турбин; турбин по методике [4] и насосов – [7] на быстроходности  $n_{sh} = 91, 99, 115$  и  $n_{sh} = 136$ . Полости представлены на рис. 2.

**Относительный диаметр всасывающей горловины.** Поскольку кавитационные качества обратимой гидромашинны определяются из условий требуемого коэффициента кавитации в насосном режиме, то относительный диаметр  $D'_{вс}$  следует определять из условий насосного режима. На рис.3 представлены зависимости  $D_{вс}/D_{нан}$  для насос-турбин [6],  $D_0/D_2$  для насосов [7] и  $D_2/D_1$  для турбин [4].

При построении полостей, представленных на рис. 2, использовалась формула из [8]

$$D_0 = 0.284 + (0.235 \cdot 10^{-2} \cdot n_{sh}). \quad (8)$$

В [9] приведена другая зависимость, которая дает немного меньшие значения:

$$D_0 = 4.25 \cdot 10^{-2} \cdot n_{sh}^{0.53}. \quad (9)$$

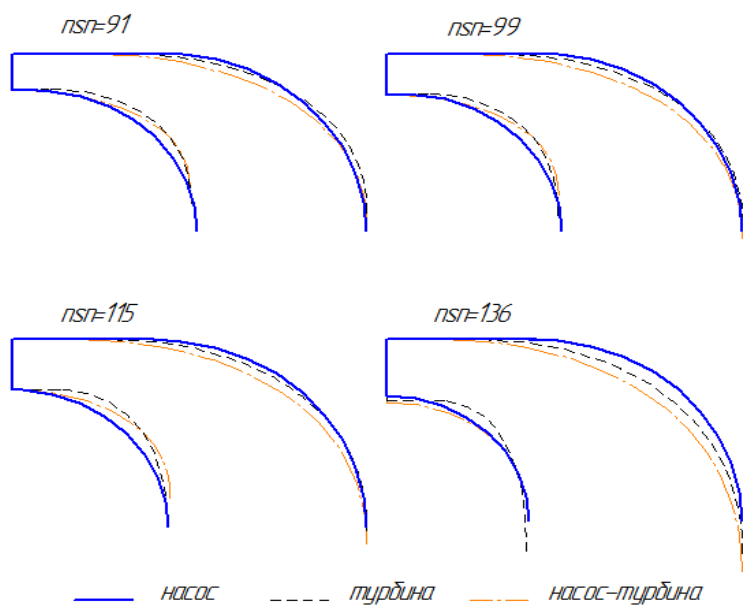


Рис. 2 – Меридиональные проекции рабочих колес насоса, турбины и насос-турбины.

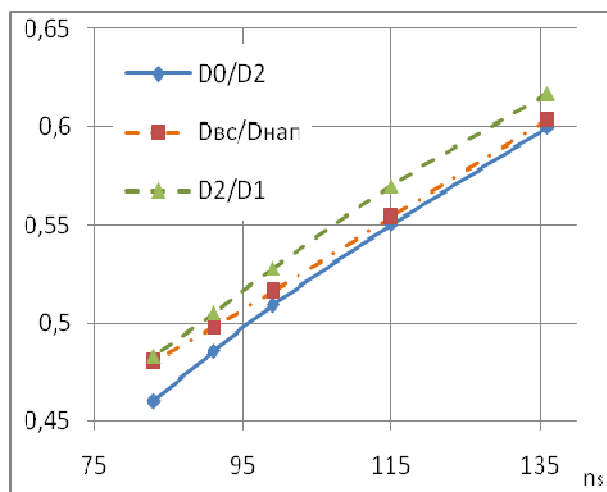


Рис. 3 – Зависимости  $D_{вс}/D_{нап}$  для насос-турбин,  $D_0/D_2$  для насосов и  $D_2/D_1$  для турбин.

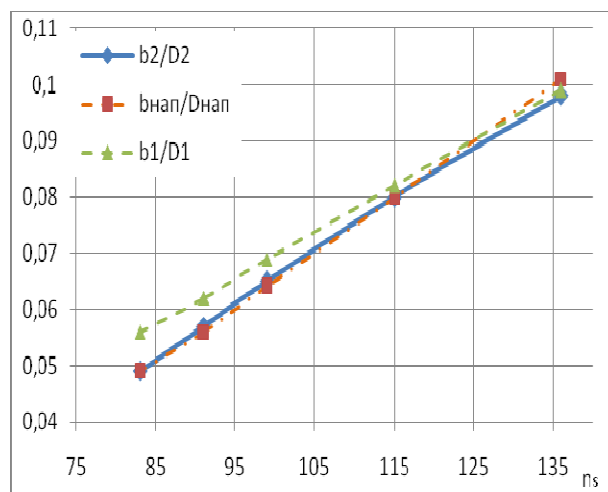


Рис. 4 – Зависимости  $b_{нап}/D_{нап}$  для насос-турбин,  $b_1/D_2$  для насосов и  $b_2/D_1$  для турбин.

**Относительная ширина колеса.** Относительная ширина колеса  $b'_{нап}$  вычисляется также по рекомендациям для насосов [9]. На рис. 4 представлены зависимости  $b_{нап}/D_{нап}$  для насос-турбин [6],  $b_1/D_2$  для насосов [7] и  $b_2/D_1$  для турбин [4].

Анализ экспериментальных данных показывает [8], что опытная зависимость  $b_{нап} = f(n_{ш})$  не имеет четкой однозначности, и область разброса достаточно широка, что связано с эксплуатационными режимами работы обратимой гидромашин в диапазоне напоров  $H_{min}/H_{max}$ . В [9] приводится формула, которая, по словам автора, обеспечивает удовлетворительную сходимость с опытом, но в отличие от формулы (1), дает немного большие значения:

$$b_{нап} = 0.07 (n_{ш} / 100)^{4/3}. \quad (10)$$

**Углы наклона лопасти и положение всасывающей кромки.** Выбор угла на всасывающей стороне  $\beta_{вс}$  основывается на рекомендациях для насосов. Это связано с допустимыми значениями углов атаки в насосном режиме, которые определяются, главным образом, опасностью кавитационной эрозии и отрывом потока в колесе при возникновении противотока во всасывающем сечении. Исходя из многолетнего опыта насосостроения [7, 10], в первом приближении угол  $\beta_{вс0}$  (угол наклона лопасти у покрывающего диска) можно принять равным  $17^\circ \div 20^\circ$ . На остальных линиях тока необходимо соблюдать условие [9]:

$$tg \beta_{всi} = tg \beta_{вс0} \leq \frac{v_{m,всi}}{v_{m,вс0}} \leq \frac{r_{m,вс0}}{r_{m,всi}}, \quad (11)$$

где  $v_{m,вс0}$ ,  $v_{m,всi}$  – меридиональные скорости у покрывающего диска и на соответствующем участке;  $r_{m,вс0}$ ,  $r_{m,всi}$  – радиусы входной кромки у покрывающего диска и у соответствующей линии тока.

Что же касается выбора угла на напорной стороне  $\beta_{нап}$ , то здесь мнения специалистов различаются. Согласно [9], для обратимых гидромашин, необходимо выбор угла  $\beta_{нап}$  производить согласно рекомендациям для насосов [7], а именно  $\beta_{нап} = 18^\circ \div 20^\circ$ , а при  $n_{ш} \leq 100$ , может доходить до  $30^\circ$  и больше. Но, согласно теоретическому исследованию [11], при  $n_{ш} \leq 250$  нецелесообразно принимать  $\beta_{нап}$  по рекомендациям для насосов, по-

скільки с уменьшением  $n_{sn}$  растут отрицательные углы натекания, следствием чего будут дополнительные потери в турбинном режиме работы. Как решение проблемы, автор рекомендует уменьшать значения углов  $\beta_{nan}$  при  $n_{sn} \leq 250$ . Результаты расчетов [11] не выходят из границ принятых в насосной практике, несмотря на уменьшение углов  $\beta_{nan}$ .

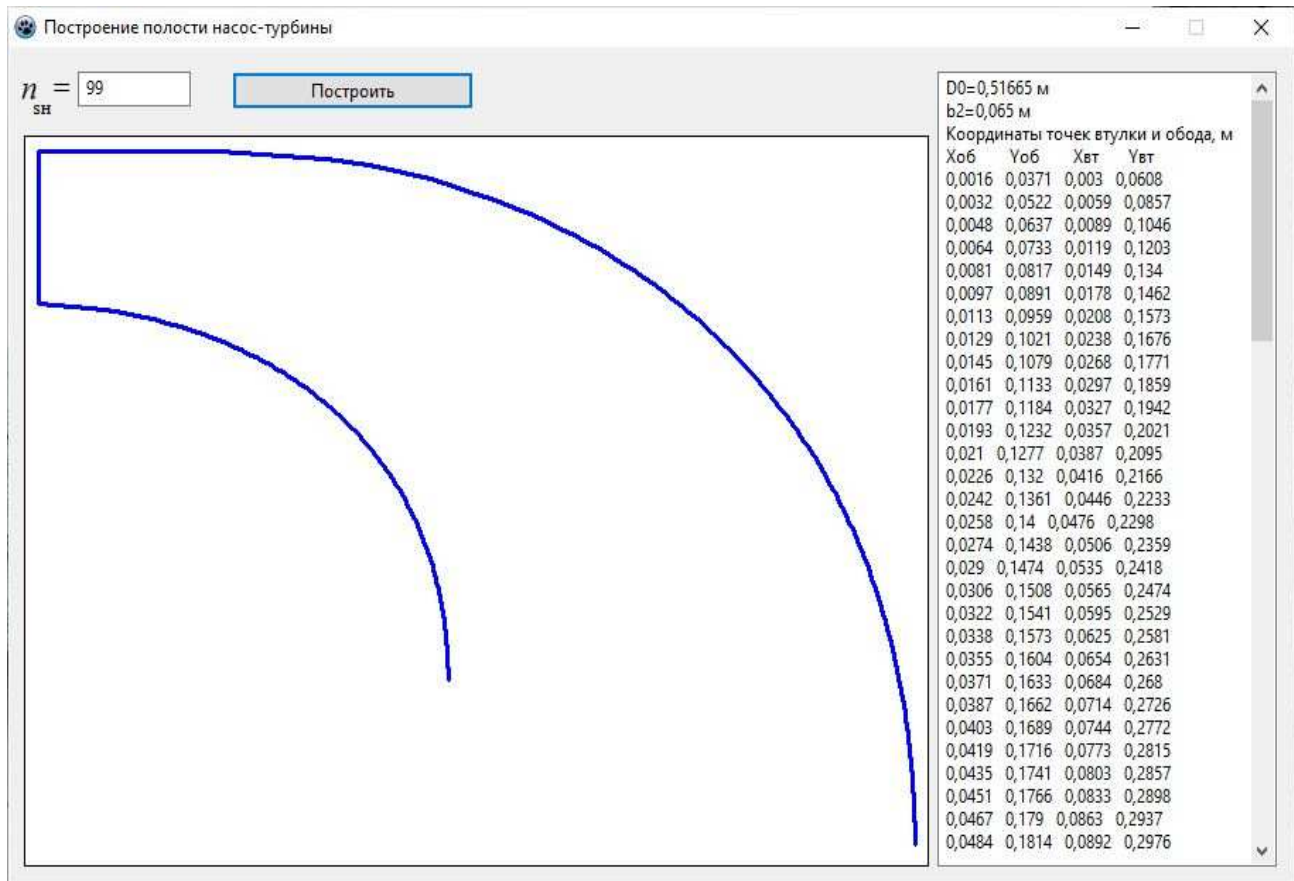


Рис. 5 – Графический интерфейс программы «Полость».

При построении очертаний всасывающей кромки, в первом приближении, следует соблюдать два основных условия. Первое, что нужно учитывать, это необходимость плавного изменения угла  $\beta_{eci}$  для каждой линии тока вдоль всасывающей кромки согласно формуле (11). Вместе с тем, следует добиваться небольшого изменения угла. Второе условие, которое необходимо соблюдать, это получение примерно одинакового статического момента меридиональной проекции втулочного профиля и периферийного:

$$S = \int_{r_{вс}}^{r_{нап}} r ds .$$

Это необходимо для того, чтобы обеспечить одинаковое равенство перепадов давления на профилях [9].

**Результаты работы.** Для повышения эффективности проектирования проточной части обратимой гидромашины была реализована программа «Полость», выполняющая построения очертаний меридианной проекции рабочего колеса в зависимости от коэффициента быстроходности в насосном режиме  $n_{sn}$ . Построения производятся для напорного диаметра  $D_{нан} = 1$  м и являются первым приближением. На выходе имеем очертания меридиональной проекции, относительный диаметры  $D_{ec}$ , относительную ширину колеса  $b_{нан}$  и координаты точек для построения основного и покрывающего диска. Графический интерфейс программы представлен на рис. 5.

**Перспективы дальнейших исследований.** Авторы считают перспективным дальнейшее совершенствование аналитической методики определения меридиональной проекции рабочего колеса насос-турбины, которая удобна для выполнения расчётов первого приближения. Для этого требуется проведение численных расчетов, базирующихся на методах их математического моделирования с уточнением характеристик, полученных на ос-

нове просторового розрахунку течії рідини в її порожнині.

**Висновки.** Розглянуто і проаналізовано метод аналітичного визначення меридіональної проекції робочого колеса оберотної гідромашини. Приведені рекомендації для визначення кута на напорній стороні  $\beta_{\text{нан}}$  показують наявність різних підходів при розв'язанні даного питання. Реалізовано програму для побудови очертаних меридіональної проекції робочого колеса насос-турбіни в залежності від коефіцієнта швидкості в насосному режимі  $n_{\text{ш}}$ .

#### Список літератури

1. Ландау Ю. А., Осадчий С. Д. Значение ГАЭС на современном этапе развития электроэнергетики // Вестник национального университета водного хозяйства. – 2015. – № 3 (71). – С. 185 – 189.
2. Синогин В. Ю., Магрук В. И., Родионов В. Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. – М.: ЭНАС, 2008. – 352 с.
3. Bovey Th. Contribution a l'etude du trancé d'auge d'une turbine a reaction du tupe Francise // Information technique Charmilles. – 1963. – № 9. – P. 47 – 70.
4. Барлит В. В., Бородаевский В. В., Душин В. А. Пути улучшения энергетических и кавитационных показателей высоконапорных радиально-осевых рабочих колес на напоры 400–600 м // Гидравлические машины. – 1975. – № 9. – С. 3 – 11.
5. Федюлов Ю. И., Дедков В. Н. Расчет полости рабочего колеса радиально-осевых обратимых гидромашин // Проблемы машиностроения. – 1984. – № 22. – С. 20 – 32.
6. Алексапольский Д. Я. К профилированию полости рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины // Гидравлические машины. – 1989. – № 23. – С. 115 – 117.
7. Михайлов А. К., Малишченко В. В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
8. Siervo F., Lugaresi A. Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump–turbine // Water Power & Dam Construction. – May 1980. – P. 33 – 42.
9. Грянок Л. П., Зубарев Н. И., Умов В. А., Шумилин С. А. Обратимые гидромашини. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. – 255 с.
10. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 357 с.
11. Алексапольский Д. Я. К вопросу выбора угла лопасти на внешнем диаметре рабочего колеса насос-турбины радиально осевого типа // Гидравлические машины. – 1980. – № 14. – С. 3 – 9.

#### References (transliterated)

1. Landau Ju. A., Osadchij Ju. A. Znachenie GAJeS na sovremennom yetape razvitiya yelektroenergetiki [The value of PSP at the present stage of development of the electric power]. *Vestnik nacional'nogo universiteta vodnogo hozjajstva* [Bulletin of National University of Water Management]. Rovno, 2015, vol. 71, no. 3, pp. 185–189.
2. Sinyugin V. Ju., Magruk V. I., Rodionov V. G. *Gidroakkumuliruyushhie yelektrostantsii v sovremennoy yelektroenergetike* [Pumped Storage Power Station in modern electric power industry]. Moscow, JeNAS Publ., 2008. 352 p.
3. Bovey Th. Contribution a l'etude du trancé d'auge d'une turbine a reaction du tupe Francise. *Information technique Charmilles*. 1963, no. 9, pp. 47–70.
4. Barlit V. V., Borodaevskiy V. V., Dushin V. A. Puti uluchsheniya energeticheskikh i kavitacionnykh pokazateley vysokonapornykh radial'no-osevykh rabochikh koles na napory 400–600 m [Ways to improve the energy and cavitation performance of high-pressure radial-axial impellers for heads of 400–600 m.]. *Gidravlicheskie mashiny* [Hydraulic machines]. 1975, no. 9, pp. 3–11.
5. Fedulov Ju. I., Dedkov V. N. Raschet polosti rabochego kolesa radial'no-osevykh obratimyykh gidromashin [Calculation of the cavity of the Francis reversible hydraulic machine impeller]. *Problemy mashinostroenija* [Engineering Challenges]. Kharkiv, 1984, no. 22, pp. 20–32.
6. Aleksapol'skiy D. Ya. K profilirovaniyu polosti rabochego kolesa radial'no-osevoy nasos-turbiny [On profiling the cavity of the radial-axial turbine pump impeller]. *Gidravlicheskie mashiny* [Hydraulic machines]. 1989, no. 23, pp. 115–117.
7. Mikhaylov A. K., Malyushenko V. V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, calculation and designing]. Moscow, Mashinostroenie, Publ., 1977. 288 p.
8. Siervo F., Lugaresi A. Modern trends in selecting and designing reversible Fransis pump–turbine. *Water Power & Dam Construction*. 1980, pp. 33–42.
9. Gryanko L. P., Zubarev N. Y., Umov V. A., Shumilin S. A. *Obratimye gidromashiny* [Reversible hydraulic machines]. Leningrad, Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, Publ., 1981. 255 p.
10. Lomakin A. A. *Centrobezhnye i osevye nasosy*. [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie, Publ., 1966. 357 p.
11. Aleksapol'skiy D. Ja. K voprosu vybora ugla lopasti na vneshnem diametre rabochego kolesa nasos-turbiny radial'no oseвого tipa [On the problem of choosing the angle of the blade at the outer diameter of the impeller of a radial axial pump-turbine]. *Gidravlicheskie mashiny* [Hydraulic machines]. 1980, no. 14, pp. 3–9.

Поступила (received) 15.06.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До розрахунку проточних частин високонапірних радіально-осьових оборотних гідромашин / В. Е. Дранковський, М. Ю. Хавренко, О. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 16 (1188). – С. 31 – 36. Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2222-0631.

К расчету проточных частей высоконапорных радиально-осевых обратимых гидромашин / В. Э. Дранковский, М. Ю. Хавренко, А. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 16 (1188). – С. 31 – 36. Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2222-0631.

On calculating flowing parts of high-pressure reversible Francis pump-turbine / V. E. Drankovskij, M. Ju. Khavrenko, A. L. Shudrik // Bulletin of National Technical University «KhPI» Series: Mathematical modeling in engineering and technologies. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2016. – № 16 (1188). – pp. 31 – 36. Bibliog.: 11 titles. – ISSN 2222-0631.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

*Дранковський Віктор Едуардович* – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

*Дранковський Віктор Едуардович* – кандидат технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

*Drankovskij Viktor Eduardovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkov; tel.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

*Хавренко Михайло Юрійович* – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

*Хавренко Михаил Юрьевич* – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

*Khavrenko Mihail Juryevich* – Graduate student, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

*Шудрик Олександр Леонідович* – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

*Шудрик Александр Леонидович* – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

*Shudrik Aleksandr Leonidovich* – Graduate student, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; Kharkov; tel.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

УДК 519.6 + 624.01

*Д. Г. ЗЕЛЕНЦОВ, О. Р. ДЕНИСЮК*

## АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ, МОДЕЛИРУЮЩИХ КОРРОЗИОННЫЙ ПРОЦЕСС В ШАРНИРНО-СТЕРЖНЕВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Запропоновано алгоритм розв'язання систем диференціальних рівнянь, які модулюють процес зміни у часі напружено-деформованого стану статично невизначених шарнірно-стержневих конструкцій під впливом агресивних середовищ. Алгоритм заснований на декомпозиції системи – перетворенні вихідних рівнянь шляхом введення в них функцій, що описують вплив окремих рівнянь, та подальшому розв'язанні одного з них. Результатом є визначення довговічності кородуючих конструкцій. Результати чисельних експериментів підтверджують ефективність і точність алгоритму.

**Ключові слова:** агресивне середовище, процес корозійного деформування, система диференціальних рівнянь, декомпозиційний метод.

Предлагается алгоритм решения систем дифференциальных уравнений, моделирующих процесс изменения во времени напряжённо-деформированного состояния статически неопределимых шарнирно-стержневых конструкций вследствие воздействия агрессивных сред. Алгоритм основан на декомпозиции системы – преобразовании исходных уравнений путём введения в них функций, описывающих влияние остальных уравнений, и последующем решении одного из этих уравнений. Результатом является определение долговечности корродирующих конструкций. Результаты численных экспериментов подтверждают эффективность и точность алгоритма.

**Ключевые слова:** агрессивная среда, процесс коррозионного деформирования, система дифференциальных уравнений, декомпозиционный метод.

The paper proposes an algorithm for solving systems of differential equations that model the process of change in time of stress-strain state of statically indeterminate hinged-rod structures due to exposure to aggressive media. The algorithm is based on decomposing the system of the differential equations namely transforming the original equations by introducing into them the functions describing the influence of the remaining equations and subsequent solving one of these equations. The result is determination of the durability of corroding structures which is the time of work until the exhaustion of bearing capacity. The results of numerical experiments confirm the efficiency and accuracy of the algorithm.

**Key words:** aggressive environment, process of corrosive deformation, system of differential equations, decomposition method.

© Д. Г. Зеленцов, О. Р. Денисюк, 2016