

**М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК**

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ. ЧАСТЬ 2.**

Предложена математическая модель сопротивления в безразмерной полиномиальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части. Принята схема разделения потерь энергии по элементам проточной части: потери в подводе (спиральная камера, статор и направляющий аппарат), рабочем колесе, и отсасывающей трубе. Кроме того, потери разделяются по категориям в зависимости от их физической природы. В лопастных системах выделяют профильные потери (это потери энергии, возникающие при безударном обтекании профиля), «ударные» потери (потери на отрыв потока при несовпадении действительного угла натекания потока на профиль и угла безударного обтекания). Выделяют также кромочные потери (потери возникающие за счет обтекания выходной кромки конечной толщины) и концевые потери, возникающие за счет перетекания жидкости на концах профиля из зоны высокого давления в зону низкого давления. В отсасывающей трубе рассчитываются потери трения и потери энергии, от возникающего за рабочим колесом осевого вихря. Каждый вид потерь зависит от набора геометрических и режимных параметров. Такая форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов. Модель позволяет исследовать влияние отдельных видов потерь на гидродинамические характеристики проточной части радиально-осевой гидротурбины. Приведенные данные позволяют использовать разработанную модель сопротивления для построения теоретической универсальной характеристики турбины. Полиномиальный вид модели позволяет провести оптимизационные расчеты проточной части аналитическим методом. Полученные данные сопоставлялись с результатами экспериментальных исследований для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Результаты позволяют судить о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных.

**Ключевые слова:** коэффициент потерь, проточная часть, режимные параметры гидротурбины, математическая модель, гидродинамические характеристики, радиально-осевая гидротурбина, модель сопротивления.

**М. Б. МАРАХОВСЬКИЙ, О. І. ГАСЮК**

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ. ЧАСТИНА 2.**

Запропонована математична модель опору в безрозмірній поліноміальній формі, що описує поведінку коефіцієнтів окремих видів втрат залежно від режимних параметрів гідротурбіни і геометричних параметрів проточної частини. Прийнята схема розділення втрат енергії по елементах проточної частини: втрати в підводі (спіральна камера, статор і направляючий апарат), робочому колесі, і відсмоктуючій трубі. Крім того втрати розділяються по категоріях залежно від їх фізичної природи. У лопатевих системах виділяють профільні втрати (це втрати енергії, що виникають при безударному обтіканні профілю), «ударні» втрати (втрати на відрив потоку при неспівпаданні дійсного кута натікання потоку на профіль і кута безударного обтікання). Виділяють також кромочні втрати (втрати виникають за рахунок обтікання вихідної кромки кінцевої товщини) і кінцеві втрати, що виникають за рахунок перетікання рідини на кінцях профілю із зони високого тиску в зону низького тиску. У відсмоктуючій трубі розраховуються втрати тертя і втрати енергії, від осевого вихору, що виникає за робочим колесом. Кожен вид втрат залежить від набору геометричних і режимних параметрів. Така форма представлення моделі зручна, як для проведення чисельного дослідження впливу геометричних параметрів проточної частини, так і проведення оптимізаційних розрахунків. Модель дозволяє досліджувати вплив окремих видів втрат на гідродинамічні характеристики проточної частини радіально-осьової гідротурбіни. Приведені дані дозволяють використовувати розроблену модель опору для побудови теоретичної універсальної характеристики турбіни. Поліноміальний вигляд моделі дозволяє провести оптимізаційні розрахунки проточної частини аналітичним методом. Отримані дані зіставлялися з результатами експериментальних досліджень для високонапірної радіально-осьової гідротурбіни. Результати дозволяють судити про хорошу відповідність розрахункових і експериментальних даних.

**Ключові слова:** коефіцієнт втрат, проточна частина, режимні параметри гідротурбіни, математична модель, гідродинамічні характеристики, радіально-осьова гідротурбіна, модель опору.

**M. B. MARAKHOVSKY, A. I. GASYUK**

## **MATHEMATICAL MODEL OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE ELEMENTS OF THE FLOWING PART OF THE RADIAL-AXIAL HYDROTURBINE. PART 2.**

The mathematical model of resistance in a dimensionless polynomial form, describing behavior of coefficients of separate types of losses depending on the regime parameters of hydro-turbine and geometrical parameters of running part, is offered. The chart of division of losses of energy is accepted on the elements of running part: losses in a cart (spiral chamber, stator and directing vehicle), driving wheel, and draft tube. In addition, losses are divided on categories depending on their physical nature. In the blade systems distinguish profile losses (it is losses energies a rising up at the unstressed flowing around of profile), "shock" losses (losses on tearing away of stream at the lack of coincidence of actual corner of accumulating of stream on a profile and corner of the unstressed flowing around). Distinguish edge losses (losses arising up due to flowing around of output edge of eventual thickness) and end-capping losses, arising up due to flowing of liquid and profile ends from a zone high-pressure in the zone of LP, also. The losses of friction and loss of energy settle accounts in a draft tube, from arising up after a driving wheel axial whirlwind. Every type of losses depends on the set of geometrical and regime parameters. Such form of presentation of model is comfortable, both for realization of numeral research of influence of geometrical parameters of running part and realizations of optimization calculations. A model allows to investigate influence of separate types of losses on hydrodynamic descriptions of running part of radially-axial hydro-turbine. Cited data allow to use the worked out model of resistance for the construction of theoretical universal description of turbine. The polynomial type of model allows to conduct the optimization calculations of running part an analytical method. The obtained data were compared with the results of experimental researches for a high-pressure radially axial hydroturbine. Results allow to judge about good accordance of calculation and experimental data.

**Key words:** loss factor, flowing part, regime parameters of a hydro turbine, mathematical model, hydrodynamic characteristics, radial-axial hydro turbine, resistance model.

**Введение.** В предыдущей части статьи [1] было показано, что важнейшими гидродинамическими характеристиками проточной части являются коэффициенты теоретического напора  $K_{HT}$  и коэффициенты сопротивлений  $K_h$ .

От этих коэффициентов зависят основные параметры гидротурбины, определяющие энергетические и кавитационные качества: КПД, мощность, коэффициент кавитации и др.

В работах [2–4] получены зависимости коэффициента теоретического напора от геометрических и режимных параметров:

$$K_{HT} = f\left(\frac{\bar{\Gamma} D}{Q}, K_Q, L'_{pk}\right). \quad (1)$$

Построим модели сопротивления элементов проточной части – зависимости коэффициента сопротивления от геометрических и режимных параметров в безразмерной форме:

$$k_h = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, K_Q, L'_k\right), \quad (2)$$

**Основная часть.** В соответствии с условным делением проточной части, к подводу относят: спиральную камеру, статор и направляющий аппарат.

Коэффициент потерь в подводе будет равен:

$$K_{hпод} = K_{hск} + K_{hст} + K_{hна}. \quad (3)$$

где  $K_{hск}$  – коэффициент потерь в спиральной камере,  $K_{hст}$  – коэффициент потерь в статоре,  $K_{hна}$  – коэффициент потерь в направляющем аппарате.

В связи со сложной структурой потока в спиральной камере для определения потерь в ней используется гидравлический подход. Коэффициент сопротивления практически остается постоянным при изменении режима турбины. Из-за отсутствия достаточно надежных расчетных методов оценки потерь трения в спирали следует воспользоваться опытными данными.

Потери в спирали могут быть представлены в виде:

$$K_{hсп} = \zeta_{сп} \frac{C_{вх}^2}{2g} \quad (4)$$

где  $C_{вх}$  – средняя скорость во входном сечении спиральной камеры.

Коэффициент  $\zeta_{сп}$  определяется по опытными данным [3]. Для металлических камер с круглым поперечным сечением он может быть принят в диапазоне  $\zeta_{сп}=0,15-0,25$ . Коэффициент сопротивления  $K_{hсп}$  выражается в зависимости от  $\zeta_{сп}$  по формуле:

$$K_{hсп} = \frac{gh_{сп} D^4}{Q^2} = g \left(\frac{h_{сп}}{H}\right) \frac{D^4 H}{Q^2 D^4} = \zeta_{сп} \frac{1}{2F_{вх}'^2} \quad (5)$$

$$F_{вх}' = \frac{F_{вх}}{D^2}, \quad (6)$$

где  $F_{вх}$  – площадь входного сечения спиральной камеры.

Коэффициенты сопротивления в направляющем аппарате и статоре определяются суммированием коэффициентов потерь трения, кромочных, концевых и ударных, полученных в соответствии с вышеизложенной методикой [1, 5] при  $\omega = 0$ .

В целом модель сопротивления подвода будет иметь вид:

$$K_{hпод} = \frac{\zeta_{сп}}{2F_{вх}'^2} + \pi D^4 \left[ \int_0^l \zeta_{тр} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2^*) B^3 \cos \delta r_2 dl + \right. \\ \left. + 0,2 \int_0^l \frac{\Delta_{кр} r_2 \cos \delta}{t_2 \sin \beta_2} B^3 dl \right]_{ст} + \\ + \pi D^4 \left[ 2 \int_0^l \frac{t_2 r_2 \cos \delta \zeta_{тр}}{b_2 \sin \beta_2} B^3 dl + \right. \\ \left. + k \int_0^l (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_{2\delta\delta})^2 \left(\frac{\delta_2 r_2}{\delta_1 r_1}\right)^2 r_2 \cos \delta B^3 dl \right]_{ст} + \\ + \pi D^4 \left[ \int_0^l \zeta_{тр} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2^*) B^3 \cos \delta r_2 dl + \right. \\ \left. + 0,2 \int_0^l \frac{\Delta_{кр} r_2 \cos \delta}{t_2 \sin \beta_2} B^3 dl \right]_{на} + \\ + \pi D^4 \left[ 2 \int_0^l \frac{t_2 r_2 \cos \delta \zeta_{тр}}{b_2 \sin \beta_2} B^3 dl + \right. \\ \left. + k \int_0^l (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_{2\delta\delta})^2 \left(\frac{\delta_2 r_2}{\delta_1 r_1}\right)^2 r_2 \cos \delta B^3 dl \right]_{на}, \quad (7)$$

Рассмотрим модель сопротивлений участка проточной части, включающего рабочее колесо и отвод.

В число учитываемых расчетом потерь для радиально-осевого рабочего колеса вошли следующие их категории: профильные, концевые и кромочные.

Профильные потери в решетке рабочего колеса (без учета отрыва потока) определяются на основе структурной формулы [1]. Здесь явно выделены: кинематическая часть, зависящая только от потока на выходе, густота решетки  $l/t$  и значение интеграла  $I$ , связанное с распределением относительных скоростей по обеим сторонам профиля.

Угол потока в относительном движении на выходе из рабочего колеса рассчитывается в зависимости от режимных параметров по уравнению кинематической связи [6, 2]

Расчетные данные о структуре потока на входной кромке дают возможность оценить ударные потери, связанные с отрывом потока на входе в решетку и

вызванные несоответствием геометрии входной части профиля направлению набегающего потока. Коэффициент ударных потерь вычисляется по формуле [7]. Величина коэффициента смятия удара  $k$ , зависит от толщины входной кромки и тем меньше единицы, чем больше радиус скругления входной кромки. Кроме того, величина  $k$  уменьшается с уменьшением числа лопастей. Для радиально-осевых рабочих колес:  $k = 0,6-0,8$  [8].

Введение в рассмотрение потерь из-за отрыва потока на входных кромках лопастей позволяет учесть так же увеличение профильных потерь за счет пиков скоростей, появляющихся при отклонении набегающего потока от направления безотрывного обтекания. Поэтому при расчете баланса потерь с учетом потерь на отрыв потока следует для всех режимов рассчитывать профильные потери исходя из одного и того же минимального значения  $I$ , соответствующего режиму безотрывного обтекания [9].

Кромочные потери включают сопротивления, вызванные отрывным обтеканием выходной кромки конечной толщины и потери, которые имеют место при выравнивании вязкого потока за решеткой.

Концевые потери, учитываемые расчетом, обусловлены перетеканием жидкости со стороны давления на сторону разряжения. Точный расчет этих потерь весьма сложен, поэтому для расчета коэффициента концевых потерь используется приближенная формула [10].

В результате суммирования коэффициентов сопротивлений в рабочем колесе получаем функциональную зависимость коэффициента потерь рабочего колеса от режимных и геометрических параметров.

$$K = f(K, \operatorname{ctg}\alpha, L), \quad (8)$$

В развернутом виде выражение имеет вид (9).

К потерям энергии непосредственно в отсасывающей трубе относятся внутренние потери, являющиеся потерями в пограничном слое на стенках отсасывающей трубы.

Потери на выходе из отсасывающей трубы, хотя и зависят от геометрических параметров выходного сечения, однако, в большей степени определяются распределением скоростей выходящего из отсасывающей трубы потока, которое зависит в основном от режима работы турбины и геометрии лопастей рабочего колеса.

$$h_{\text{ц}} = \frac{1}{Q} \int \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ; \quad (13)$$

Вихревые потери, так же обусловленные режимом работы и геометрией лопастей, практически мало зависят от формы и размеров отсасывающей трубы. Вместе с тем, учитывая место проявления выходных и вихревых потерь, относим их так же к потерям в отсасывающей трубе.

Внутренние и выходные потери в отсасывающих трубах рассмотрены в работах [11], [3], где показано, что в первом приближении, пренебрегая неравномерностью потока на выходе, можно считать эти потери пропорциональными квадрату расхода.

$$\begin{aligned} K_{\text{врк}} = & 2\pi \int_0^l \zeta \left(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2\right) \left(A' K_Q \omega - B'\right)^3 \cos \delta r_2' dl' + \\ & + 0,4\pi \int_0^l \frac{\Delta_{\text{кр}} r_2' \cos \delta}{t_2' \sin^3 \beta_2} \left(A'(l) K_Q - B'(l) Q\right)^3 dl' + \\ & + 4 \int_0^l \frac{t_2' r_2' \cos \delta \zeta_{\text{тр}}(l)}{b_2 \sin \beta_2} \left(A(l) K_Q - B(l)\right)^3 dl' + \\ & + 2k\pi \int_0^l \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_{2\text{об}}\right)^2 \left(\frac{B_2(l)}{B_1(l)}\right)^2 r_2' \cos \delta \times \\ & \times \left(A'(l) K_Q - B'(l) Q\right)^3 dl' \end{aligned} \quad (9)$$

Для построения математической модели сопротивления отсасывающей трубы используем схему разделения потерь в гидротурбинах [10].

$$h_{\text{от}} = h_p + h_{\text{ц}} + h_{\text{ов}}, \quad (10)$$

где  $h_p$  – сумма потерь внутренних, на выходе и в колене,

$h_{\text{ц}}$  – циркуляционные потери,

$h_{\text{ов}}$  – вихревые потери.

Анализ, проведенный в работе [10] показал, что составляющая потерь  $h$ , обусловленная перераспределением меридиональных скоростей, изменяется с изменением режима работы незначительно по сравнению с циркуляционными потерями и потерями от осевого вихря. В дальнейшем величиной этой составляющей будем пренебрегать.

Осредненная величина суммарных внутренних потерь, на выходе и в колене определяется формулой:

$$h_p = \frac{k}{2Qg} \int C_{m3}^3 dQ, \quad (11)$$

где  $C_{m3}$  – меридиональная составляющая скорости на входе в отсасывающую трубу.

Для коэффициента потерь запишем выражение:

$$K_{\text{врк}} = k\pi \int_0^l r_2' \cos \delta \left(A'(l) K_Q - B'(l)\right)^3 dl'. \quad (12)$$

Величина  $k$  может быть принята равной  $k = 0,2 - 0,3$ .

Осредненная величина циркуляционных потерь за рабочим колесом равна:

Проекцию скорости  $C_{2u}$  можно выразить через меридиональную скорость в соответствии с треугольником скоростей:

$$C_{2u} = C_{2m} \operatorname{ctg} \alpha_2, \quad (14)$$

$$C_{2u} = [A(l)\omega - B(l)Q] \operatorname{ctg} \alpha_2 \quad (15)$$

Относительный и абсолютный углы потока связаны по выражению:

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = -\operatorname{ctg} \beta_2 + \frac{\omega r_2}{A(l)\omega - B(l)Q} \quad (16)$$

Тогда коэффициент циркуляционных потерь будет равна:

$$K_h = \pi \int \left( A'(l)K_Q - B'(l) \right)^2 r_2' \cos \delta \times \left( \frac{r_2' K_Q}{A'(l)K_Q - B'(l)} - \operatorname{ctg} \beta_2 \right)^2 dl' \quad (17)$$

Потери от осевого вихря, возникающие в случае, когда закрутка потока на втулке  $(rCu)_{2\text{вТ}} \neq 0$ , могут быть найдены по формуле Топажы [9]:

$$h_{\text{ов}} = \frac{(rCu)_{2\text{вТ}}^2}{2gR_3^2} \quad (18)$$

Считая, что:

$$C_{2\text{вТ}} = C_{2\text{мвТ}} \operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} \quad (19)$$

$$C_{2\text{вТ}} = [A(l_{\text{вТ}})\omega - B(l_{\text{вТ}})Q] \operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} \quad (20)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} = \operatorname{ctg} \beta_{2\text{вТ}} + \frac{\omega r_{2\text{вТ}}}{A(l_{\text{вТ}})\omega - B(l_{\text{вТ}})Q} \quad (21)$$

Коэффициент потерь от осевого вихря можно приближенно рассчитать по формуле:

$$K_h = \frac{r_{\text{вТ}}^2}{2R_3^2 D^2} \left( A(l_{\text{вТ}})K_Q - B(l_{\text{вТ}})D^3 \right)^2 \times \left[ \frac{r_{\text{вТ}}^2 K_Q}{A(l_{\text{вТ}})K_Q - B(l_{\text{вТ}})D^3} - \operatorname{ctg} \beta_{2\text{вТ}} \right]^2 \quad (22)$$

Модель сопротивлений в целом находится суммированием коэффициентов сопротивлений отдельных видов потерь в соответствии с приведенными формулами. Результаты сравнения расчетных (найденных по этим зависимостям) и экспериментальных данных удовлетворительно согласуются (графики приведены на рис. 1–2.)

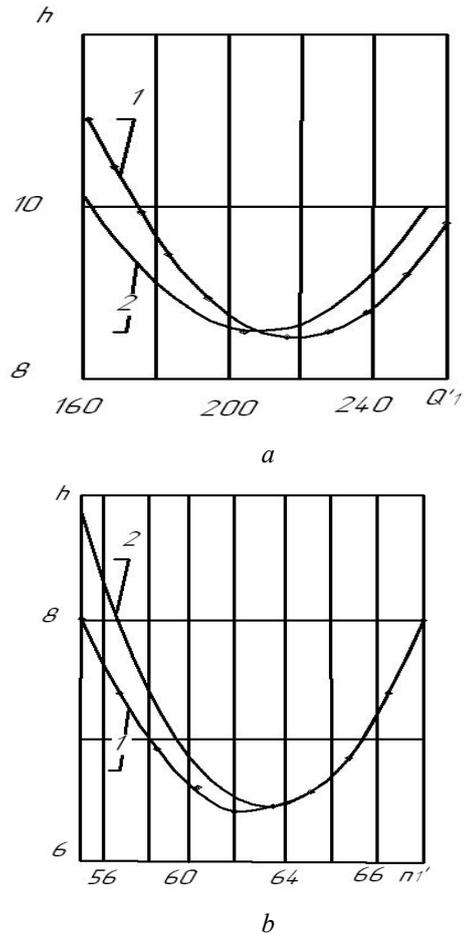


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных данных величин суммарных потерь в проточной части высоконапорной гидротурбины: а)  $n' = \text{const}$ , б)  $Q'1 = \text{const}$ , 1 – расчет, 2 – эксперимент.

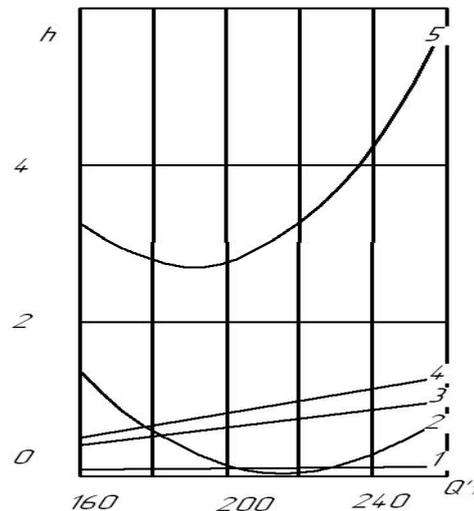


Рис. 2. Распределение потерь по видам при  $n' = \text{const}$ . 1 – ударные потери, 2 – циркуляционные потери, 3 – кромочные потери, 4 – потери трения в рабочем колесе, 5 – суммарные потери в рабочем колесе и отсасывающей трубе.

**Выводы:** 1. Разработана математическая модель сопротивления в безразмерной полиномиальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части.

2. Форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов.

#### Список литературы

1. Мараховский М. Б., Гасюк А. И. Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 1: *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 17 (1293). С. 17–22.
2. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
3. Колычев В. А. *Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашин*. Киев: ИСМО, 1995. 272 с.
4. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины. *Гидравлические машины*. 1992. Вып. 26. С. 3–19.
5. Виктор Г. В. *Гидродинамическая теория решеток*. Москва: Высшая школа, 1969. 368 с.
6. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашин. *Сб. научн. информ. по гидромашиностроению*. Москва: ВИГМ, 1959. Вып. 3(9). С. 38–41.
7. Самойлович Г. С. *Гидроаэромеханика*. Москва: Машиностроение, 1980. 280 с.
8. Степанов Г. Ю. *Гидродинамика решеток турбомашин*. Москва: Физматгиз, 1962. 512 с.
9. Топаж Г. И. *Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин*. Ленинград: ЛГУ, 1989. 208 с.
10. Этинберг И. Э., Раухман Б. С. *Гидродинамика гидравлических турбин*. Ленинград: Машиностроение, 1978. 280 с.
11. Виктор Г. В. *Классификация гидромашин и баланс энергии*. Москва: Машиностроение, 1979. 284 с.
12. Колычев В. А., Миронов К. А., Тынянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидротурбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
1. Marahovskiy M. B., Gasyuk A. I. *Matematicheskaya model gidrodinamicheskikh harakteristik elementov protochnoi chasti radialno-osevoi gidroturbiny Chast 1*. [Mathematical model of hydrodynamic characteristics of elements of flow part of radially axial hydroturbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 54–57.
2. Kolychev V. A., Drankovskij V. Je., Marahovskij M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravlyayushih aparatov gidroturbin* [Calculation of hydrodynamic characteristics of guiding apparatuses of hydro turbines]. Kharkov, NTU «KhPI» Publ., 2002. 216 p.
3. Kolychev V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah* [Flow kinematic characteristics in the blade hydromachines]. Kiev, ISMO Publ., 1995. 272 p.
4. Kolychev V. A. *Postroenie matematicheskoy modeli rabocheho processa gidroturbiny* [Building of mathematical model of hydro turbine working process]. *Gidravlicheskie mashiny*. 1992. issue 26. pp. 3–19.
5. Viktorov G. V. *Gidrodinamicheskaya teoriya reshetok* [Hydrodynamic theory of grids]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1969. 368 p.
6. Klimov A. I. *Novyi sposob opredeleniya cirkulyacii potoka v gidromashinah* [New way of defining the flow circulation in gidromachines]. *Sb. nauchn. inform. po gidromashinostroeniyu*. Moscow, VIGM Publ., 1959. issue3 (9). pp. 38–41.
7. Samojlovich G. S. *Gidraeromehanika* [Fluid mechanics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 280 p.
8. Stepanov G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydromechanics of grids of turbomachines]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1962. 512 p.
9. Topazh G. I. *Raschet integral'nyh gidravlicheskikh pokazatelej gidromashin* [Calculation of integral hydraulic indicators of hydromachines]. Leningrad, LGU Publ., 1989. 208 p.
10. Etinger I. E., Rauhman B. S. *Gidrodinamika gidravlicheskikh turbin* [Hydrodynamics of hydraulic turbines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978. 280 p.
11. Viktorov G. V. *Klasifikatsiya gidromashin i balans energii* [Classification of hydro machines and energy balance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 284 p.
12. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyinyanova I. I. *Raschet i analiz balansa poter energii v vyokonapornoi radialno-osevoy gidroturbine* [Calculation and analysis of energy loss balance in the high-pressure radial axial turbine]. *Shidno-evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy*. Kharkiv, 2005, No 1/2 (13). pp. 95–106.

#### References (transliterated)

Поступила (received) 29.10.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Мараховський Михайло Борисович (Marahovskiy Mikhail Borisovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7445-9277>; e-mail: [marakhovsky@ecopolitech.com](mailto:marakhovsky@ecopolitech.com).

**Гасюк Олександр Іванович (Gasyuk Alexander Ivanovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: [Galexfo@gmail.com](mailto:Galexfo@gmail.com).