

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ГЛИССИРУЮЩИХ КАТЕРОВ

А.Я. Абдулин, А.В. Месропян

Рассматривается задача расчета характеристик водометных движителей глиссирующих катеров. Предложен метод проектирования рабочих колес водометных движителей. Проводится расчет тяговых, насосных и мощностных характеристик водометного движителя с помощью трехмерного численного моделирования рабочего процесса.

Ключевые слова: водометные движители, оседиагональные насосы, тяговые характеристики, КПД движителя, КПД насоса, мощностная характеристика, вычислительная гидродинамика.

Введение

В настоящее время водометные движители (ВД) широко применяются на глиссирующих катерах [1–3]. В проточной части ВД имеет место течение вязкого турбулентного двухфазного потока с неравномерными полями скоростей и давлений, кавитационными зонами и вихреобразованием.

Рабочий процесс ВД характеризуется рядом параметров, определяющих эффективность, основными из которых являются тяга, КПД, кавитационный запас рабочего колеса.

Зачастую при проектировании ВД ограничением являются габаритные размеры проточной части. Анализ рабочего процесса ВД показывает, что при заданных длинных и диаметральных размерах проточной части область максимальных значений КПД ВД существенно изменяется в зависимости от потребной тяги, располагаемой мощности энергетической установки и частоты вращения приводного вала [4, 5]. Одним из элементов ВД, в значительной степени определяющим эффективность рабочего процесса, является рабочее колесо (РК) – импеллер [6, 7].

Характеристики рабочего процесса ВД имеют высокую ценность на начальной стадии проектирования и для выработки практических рекомендаций по изменению геометрии проточной части и режимов работы ВД.

1. Постановка задачи

Наибольшее распространение в ВД глиссирующих катеров получают импеллеры оседиагонального типа, входные устройства статического напора и сопла наружного поджатия с выбросом струи в атмосферу (рис. 1).

Исходными параметрами для проектирования ВД приняты характеристики катера FreeRider-490C-Jet [8]:

- располагаемая мощность энергетической установки N_p – 103 кВт (140 л. с.);
- частота вращения приводного вала при максимальной мощности n – 5500 об/мин;
- потребная скорость движения катера V_k – 23 м/с;
- потребная тяга ВД при заданной скорости движения P – 2700 Н.

Общий вид проточной части ВД катера FreeRider-490C-Jet с указанием основных геометрических параметров приведен на рис. 2.

Проектирование ВД проводится исходя из условия, что при движении катера на режиме глиссирования с максимальной скоростью КПД РК достигает максимального значения. Условием установившегося движения катера является равенство тяги ВД P и сопротивления движению катера R_k :

$$\begin{cases} P = \rho Q (\sqrt{2gH_{PK}} - \varepsilon V_k) \\ P = R_k; \end{cases} \quad (1)$$

где Q – объемный расход жидкости, м³/с; H_{PK} – напор, создаваемый РК, м; ε – коэффициент попутного потока [6].

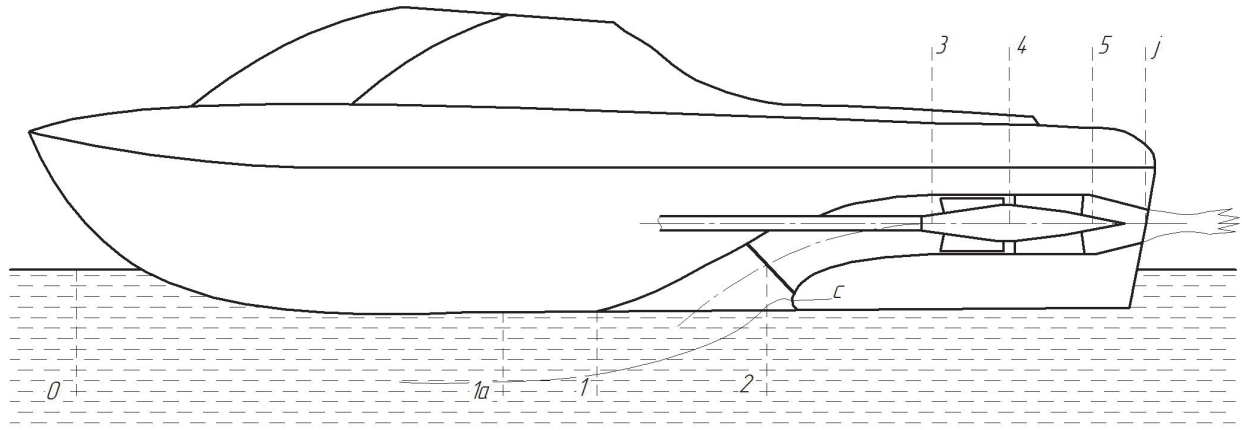


Рис. 1. Компонентная схема водометного движителя: 0 – сечение невозмущенного потока; 1а – сечение, расположенное на расстоянии одного диаметра импеллера от водозаборника; 1 – сечение, где начинает формироваться радиус входной кромки водозаборника; 2 – «горло» водовода; 3 – сечение перед рабочим колесом; 4 – сечение за рабочим колесом; 5 – сечение за спрямляющим аппаратом; j – выходное сечение сопла

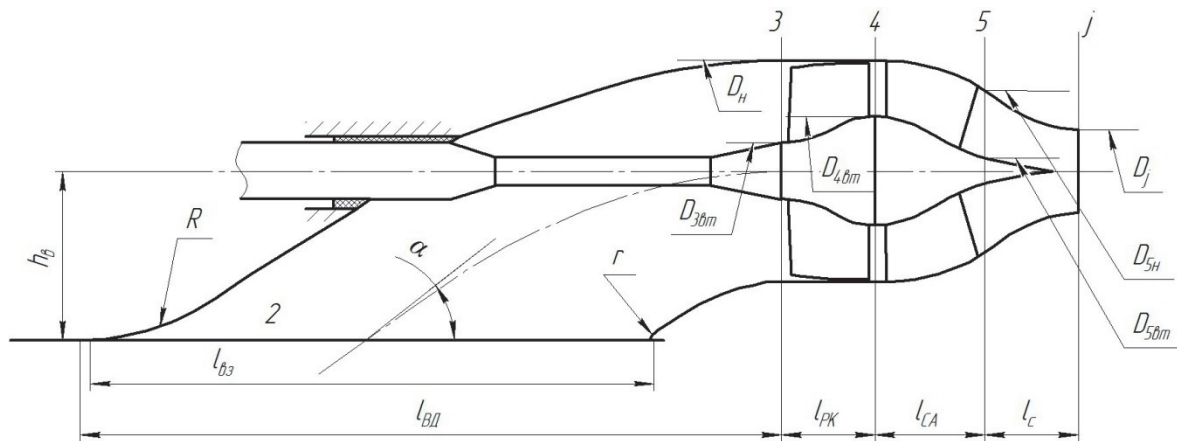


Рис. 2. Общий вид проточной части водометного движителя: $l_{вз}$ – длина водозаборника; $l_{вд}$ – длина водовода; h_b – высота подъема средней линии; $l_{ПК}$ – осевая длина РК; $l_{са}$ – осевая длина спрямляющего аппарата (СА); l_c – осевая длина реактивного сопла; $D_{звт}$ – диаметр втулки на входе в РК; $D_{4вт}$ – диаметр втулки на выходе из РК; $D_{5вт}$ – диаметр втулки на выходе из СА; $D_{5н}$ – диаметр наружной стенки на выходе из СА; D_H – наружный диаметр РК; α – угол средней линии на входе в водовод; R, r – радиусы кривизны кромок водозаборника

Напор, создаваемый рабочим колесом, определяется выражением:

$$H_{ПК} = \frac{V_j^2}{2g} + h_{ВД} - \beta \frac{V_k^2}{2g}, \quad (2)$$

где V_j – скорость истечения жидкости из сопла, м/с; $h_{ВД}$ – гидравлические потери в проточной части водовода, м; β – коэффициент гидравлических потерь на входе в водозаборник.

Потребляемая мощность определяется по следующему соотношению:

$$N_{п} = \frac{\rho g Q H_{ПК}}{\eta_{ПК}}, \quad (3)$$

где $\eta_{ПК}$ – КПД рабочего колеса.

На основе исходных параметров V_k и α определены величины коэффициентов попутного потока $\epsilon = 0,91$ и гидравлических потерь на входе в водозаборник $\beta = 0,95$ [6, 9].

Благодаря развитию методов трехмерного (3D) численного моделирования для поиска оптимальных геометрических параметров проточной части ВД, представляется возможным заложить при проектировании значение КПД РК $\eta_{ПК} = 0,89$, которое соответствует реально достижимым КПД оседагональных насосов [10–12].

В результате совместного решения уравнений (1)–(3) получены следующие параметры ВД:
 – объемный расход жидкости $Q - 330$ л/с;
 – напор РК $H_{РК} - 27,17$ м;
 – диаметр выходного сечения сопла $D_j - 120$ мм;
 – наружный диаметр РК $D_n - 180$ мм.

Таким образом, определены основные режимные и геометрические параметры ВД, которые являются исходными данными для детального проектирования его составных элементов.

Построение геометрии проточной части ВД. Построение геометрии проточной части ВД предполагает профилирование стенок водовода, втулки и наружной стенки проточной части РК, СА и реактивного сопла на основе исходных геометрических и режимных параметров ВД. Проточные части водовода, СА и сопла в данном случае профилируются из условия минимизации гидравлических потерь за счет плавного изменения площадей проходных сечений.

Основное внимание в данной работе уделяется проектированию проточной части РК (рис. 3).

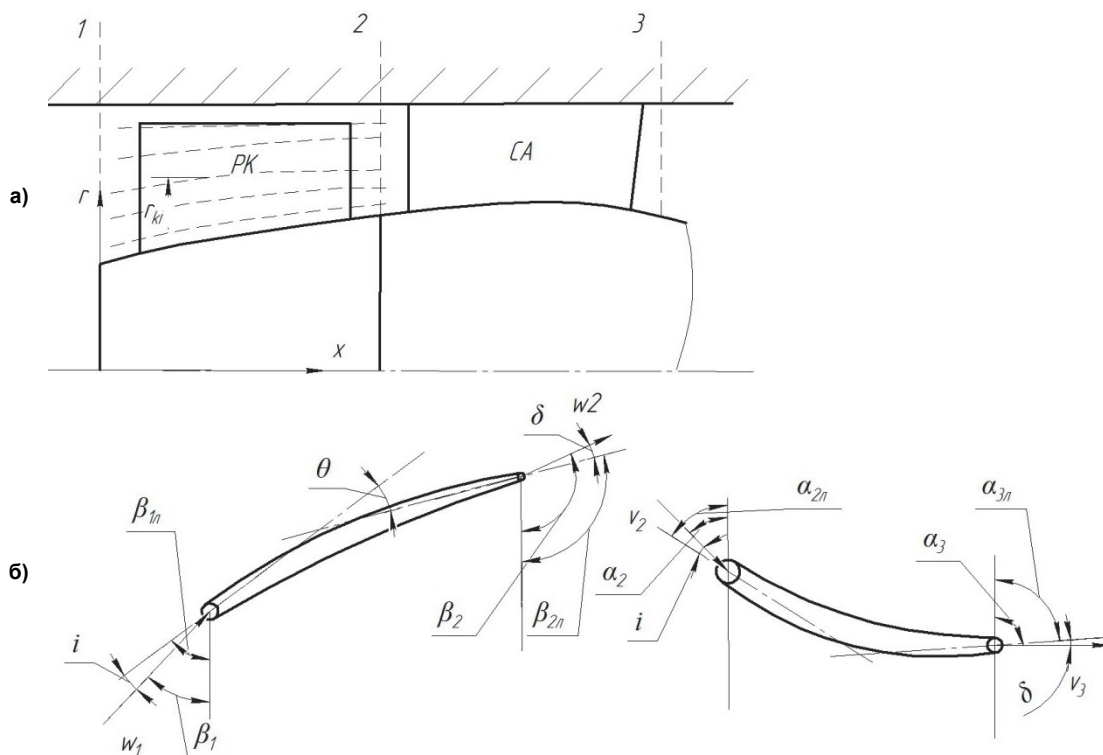


Рис. 3. Расчетная схема кинематики потока в межлопаточных каналах:
 а – меридиональное сечение проточной части РК; б – профили лопаток РК и СА

РК имеет проточную часть оседагонального типа, что позволяет в одной ступени создавать более высокие давления по сравнению с осевыми насосами и обеспечивает высокие кавитационные характеристики, однако проектирование такого РК представляет определенные трудности, связанные с профилированием лопастей. Форма лопастей РК характеризуется зависимостью шага лопасти S_i от угла относительной скорости β_i :

$$S_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i. \tag{4}$$

Диаметр втулки изменяется по кубической параболе, что обеспечивает передачу энергии рабочей жидкости с минимальными потерями [12]:

$$d_{вт\ i} = D_{3вт} + (D_{4вт} - D_{3вт}) \cdot (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3), \tag{5}$$

где a_1, a_2, a_3 – теоретические коэффициенты, определяющие форму параболы.

Теоретическая работа L_T , совершаемая рабочим колесом, для каждой линии тока k определяется по формуле:

$$L_{Тki} = (w_{k1} \cos \beta_{k1} - w_{ki} \cos \beta_{ki}) \cdot \omega \cdot r_{ki}. \tag{6}$$

С использованием выражений (4)–(6) для каждой линии тока определяются зависимости

Расчет и конструирование

шага S , теоретической работы L_T и радиуса линии тока r от осевой координаты x , которые являются исходными данными при построении трехмерной геометрической модели РК (рис. 4).

Рекомендации к выбору оптимальной густоты решетки [2, 9], показывают, что при данных геометрических параметрах оптимальное количество лопастей РК – 3 лопасти (наружный диаметр РК $D_H = 180$ мм; диаметр выходного сечения сопла $d_j = 120$ мм, степень поджатия сопла $A_4/A_j = 1,25$). Количество лопастей СА выбирается таким образом, чтобы исключить резонансные колебания элементов конструкции ВД при работе, в данном случае выбрано 7 лопастей СА (простое число, не кратное количеству лопастей РК).

Полученные данные позволяют построить геометрическую 3D-модель РК и провести численные исследования рабочего процесса в составе ВД.

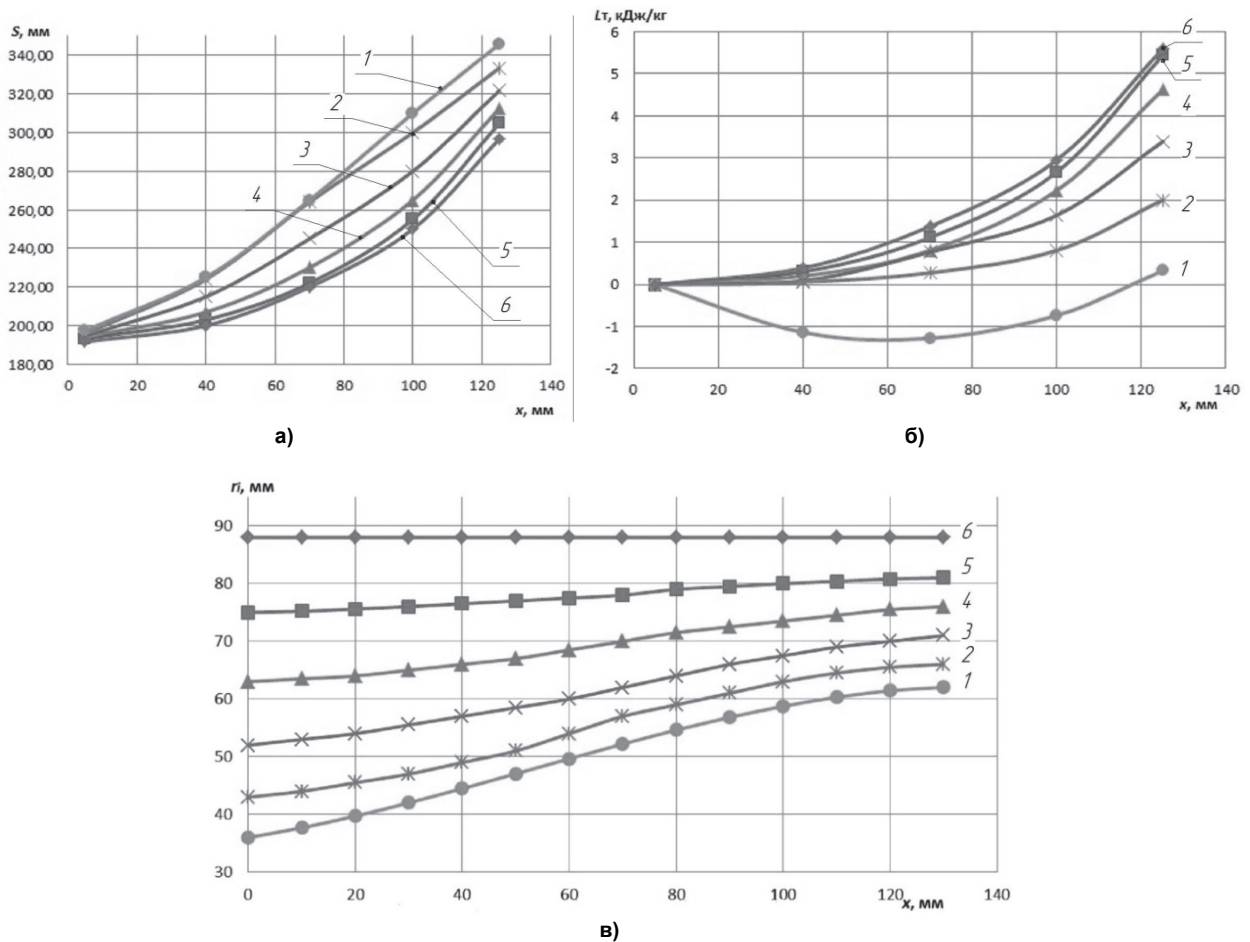


Рис. 4. Изменение шага рабочего колеса (а) и теоретической работы (б) по линиям тока 1–6 (в)

Создание трехмерных геометрических моделей элементов ВД. Построение геометрических 3D-моделей элементов ВД – водовода, рабочего колеса, спрямляющего аппарата и реактивного сопла – ведется с помощью САД-системы NX. Пример геометрических 3D-моделей ВД приведен на рис. 5.

Особенности численного моделирования лопастных насосов таковы, что модели статорных и роторных областей определяются различными типами граничных условий [4], поэтому геометрические модели разбиты отдельно на статорные (водовод, СА, сопло) и роторную (РК) области и позиционированы друг относительно друга в единой системе координат.

Создание сеточных моделей элементов водометного движителя. Дискретизация расчетной области на конечно-объемную сетку необходима для проведения численных расчетов. Создание сеточных моделей реализуется в модуле Meshing с использованием блочного подхода (сетка преимущественно тетраэдрическая, со слоями призматических ячеек вдоль твердых стенок). Сеточная модель создается для каждого из участков ВД в отдельности – статорного входного участка с водоводом, роторного участка РК, статорного участка СА и реактивного сопла. Пример разработанных сеточных моделей ВД приведен на рис. 6.

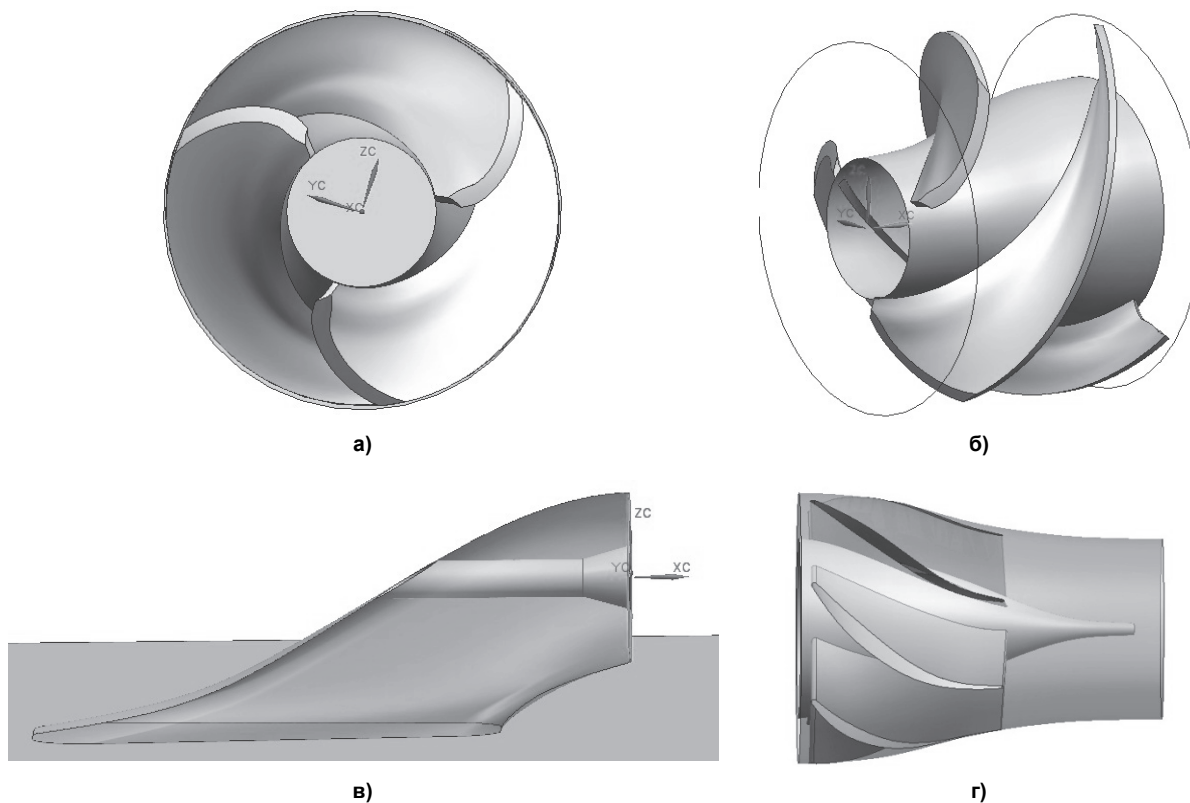


Рис. 5. Геометрические модели расчетной области ВД:
а, б – рабочее колесо; в – водовод; г – спрямляющий аппарат и сопло

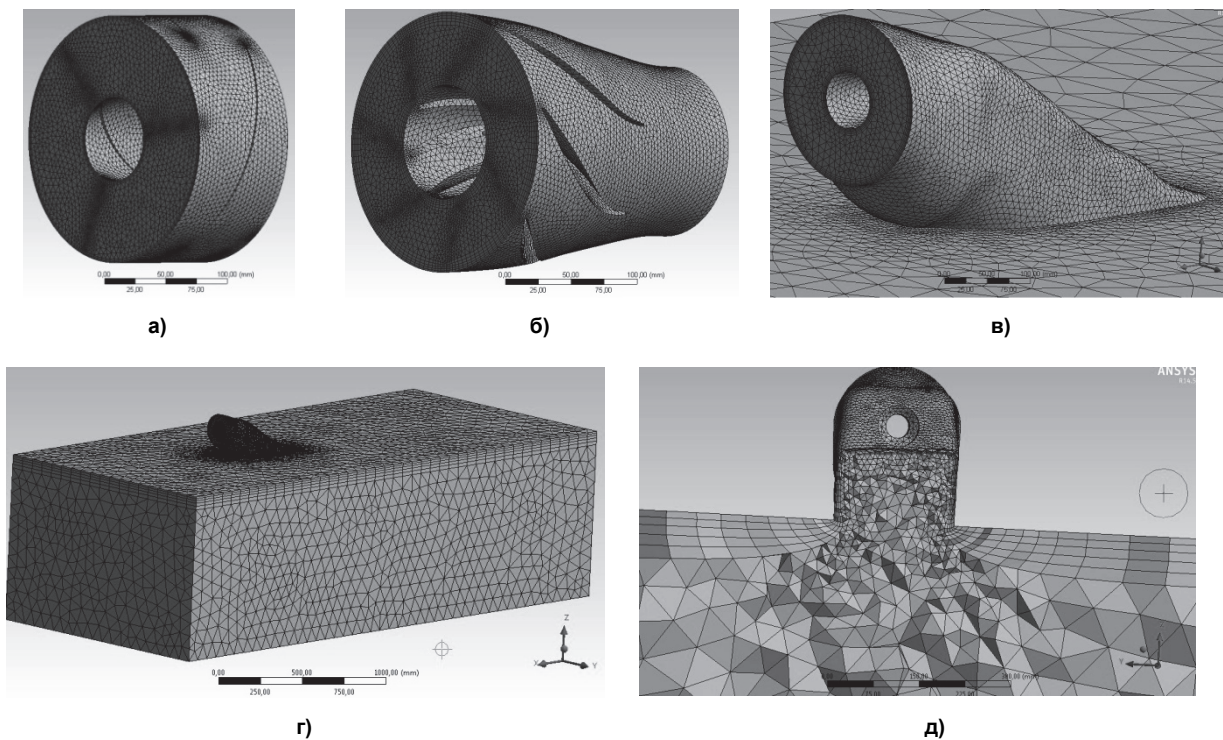


Рис. 6. Сеточные модели для исследования характеристик ВД: а – рабочее колесо;
б – спрямляющий аппарат; в – водовод; г – общий вид; д – сечение сетки в канале водовода

Расчет и конструирование

С увеличением количества расчетных ячеек повышается точность получаемых результатов, поэтому для данной задачи подобраны оптимальные размеры ячеек, обеспечивающие необходимую точность расчетов с минимальными затратами времени. Общее количество ячеек для входной части в среднем составляет 700 000, для РК – 550 000, для СА – 850 000.

Формирование исходных данных для численного эксперимента. Перечень исходных параметров для численного моделирования рабочего процесса ВД включает частоту вращения РК n , скорость движения катера V_k и объемный расход жидкости Q (табл. 1, 2). Номинальная частота вращения приводного вала $n = 5500$ об/мин при мощности $N_p = 140$ л. с., номинальная скорость движения катера $V_k = 23$ м/с. Расчетный диаметр выходного сечения сопла $d_j = 120$ мм.

Таблица 1

Исходные данные расчета характеристик РК ($V_k = 0$ м/с)

Q , л/с	20	30	40	50	60	80	100	150	200	250	300	400
n , об/мин	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	–	–
	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	–
	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500	5500

Таблица 2

Исходные данные расчета скоростных характеристик ВД

n , об/мин	3000	4000	4500	5000	5500	6000
V_k , м/с	0	0	0	0	0	0
	4	4	4	4	4	4
	8	8	8	8	8	8
	12	12	12	12	12	12
	–	16	16	16	16	16
	–	20	20	20	20	20
	–	23	23	23	23	23
	–	27	27	27	27	27

Моделирование рабочего процесса ВД проводится с учетом следующих допущений:

- жидкость предполагается несжимаемой;
- используется модель турбулентности $k - \epsilon$;
- РК моделируется в режиме Frozen Rotor, т. е. к компонентам скорости в относительной системе координат добавляются окружные составляющие, а РК остается неподвижным;
- используется осредненная по числу Рейнольдса система уравнений Навье – Стокса;
- температура жидкости в каждом отдельном варианте моделирования предполагается постоянной;
- для моделирования образования и схлопывания пузырьков пара используется динамическая модель кавитации Релея – Плессета;
- используется гомогенная модель взаимодействия жидкости с ее парами;
- используется неструктурированная тетраэдрическая расчетная сетка;
- в результате взаимодействия роторных и статорных лопаток течение предполагается квазиустановившимся;
- давления и скорости усредняются по массовому потоку;
- статическое давление на выходе из сопла предполагается равным атмосферному давлению.

Шаг по времени для одной итерации в зависимости от частоты вращения ротора задается таким образом, что ему соответствует поворот РК на 60° :

$$t = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{n/60} = \frac{10}{n}. \quad (7)$$

При изменении скорости движения катера V_k изменяется угол атаки глиссирующей поверхности γ , который необходимо учитывать при моделировании. На рис. 7 графически представлены зависимости $t = f(n)$ и $\gamma = f(V_k)$.

Общие данные для расчета рабочего процесса ВД включают параметры окружающей среды (давление p_0 и температура T_0), свойства жидкости (плотность ρ и вязкость μ), геометрические размеры проточной части ВД.

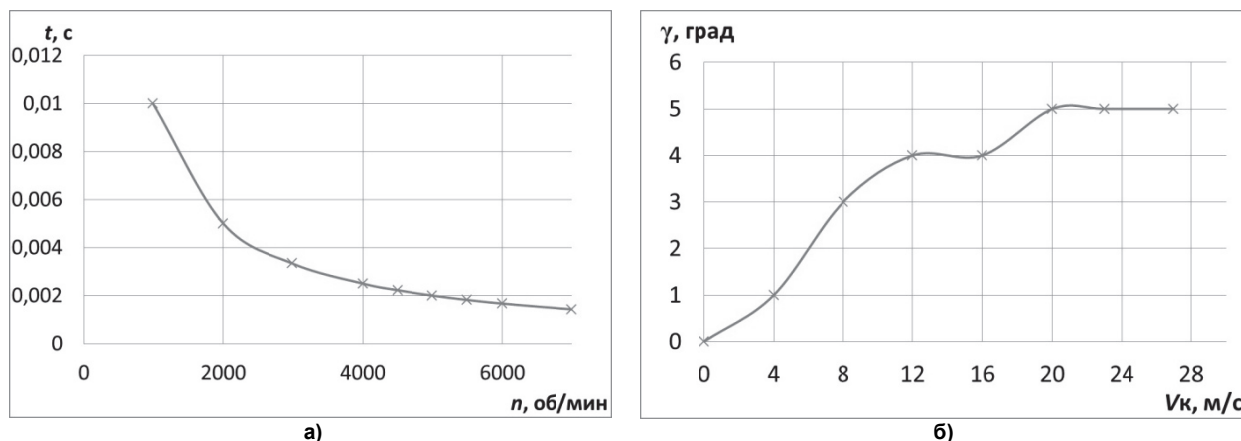


Рис. 7. Дополнительные данные для расчетов: а – зависимость шага по времени от частоты вращения ротора; б – зависимость угла атаки при глиссировании от скорости движения катера

Результатами моделирования рабочего процесса ВД являются: статическое p и полное p^* давления, скорости потока V , объемный расход жидкости Q при различных частотах вращения ротора n во всем диапазоне движения скоростей катера V_k . На основе рассчитанных параметров рабочего процесса определяются интегральные параметры: напор H_{PK} , КПД η_{PK} , тяга ВД P , скорость истечения жидкости из сопла V_j и потребляемая мощность РК $N_{п.}$

2. Анализ расчетных характеристик водометных движителей

Результаты численного моделирования рабочего процесса ВД представлены в виде интегральных характеристик – тяговых, мощностных и насосных при различных скоростях движения катера.

Тяговые характеристики ВД $P = f(V_k, n)$, совместно с кривой сопротивления катера $R = f(V_k)$, которая в данном случае была получена с использованием эмпирических зависимостей [13, 14], позволяют на стадии проектирования определять требуемую тягу ВД в зависимости от требуемой скорости движения катера и номинальной частоты вращения РК (рис. 8).

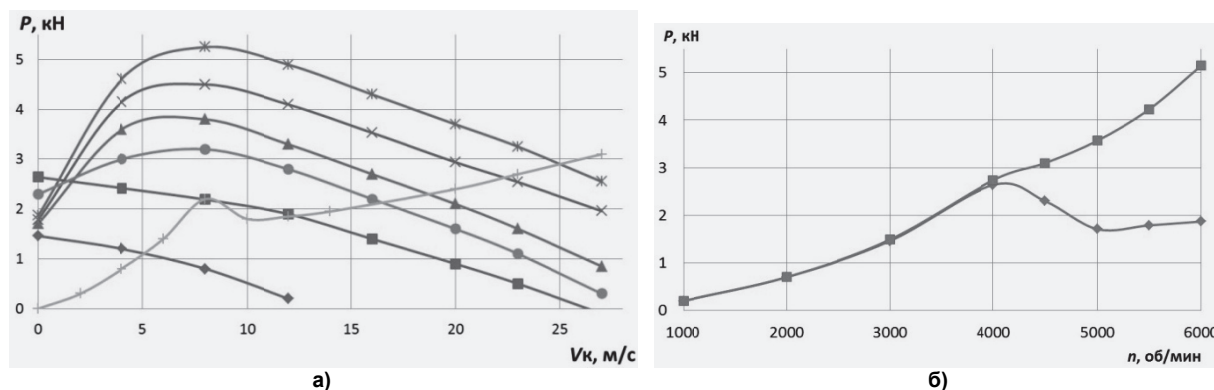


Рис. 8. Тяговые характеристики водометного движителя: а – скоростная тяга: \blacklozenge $n = 3000$; \blacksquare $n = 4000$; \bullet $n = 4500$; \blacktriangle $n = 5000$; \times $n = 5500$; \ast $n = 6000$; --- R ; б – швартовая тяга: \blacklozenge с учетом кавитации; \blacksquare без учета кавитации

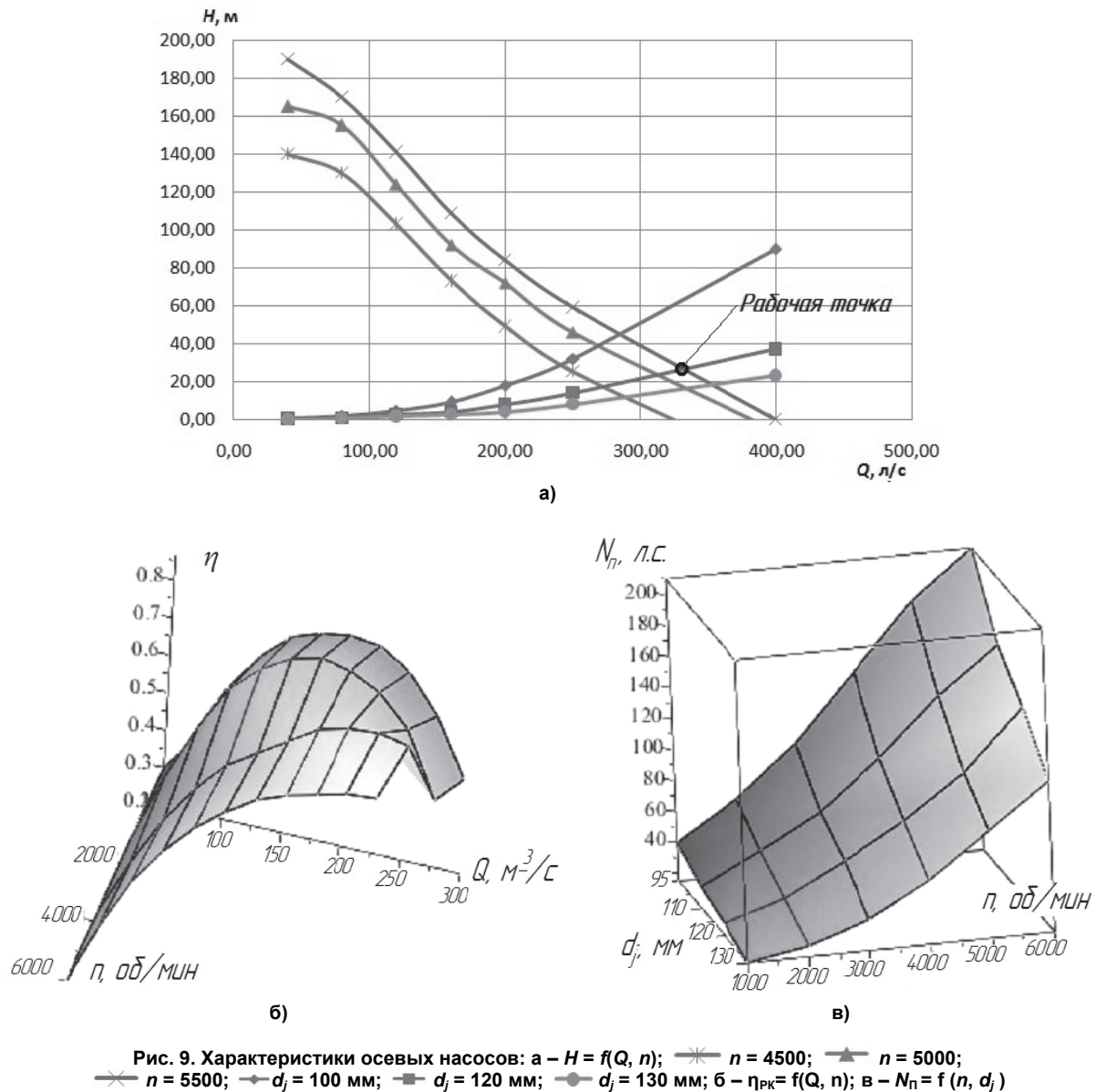
Анализ тяговых характеристик показывает, что номинальной частоте вращения $n = 5500$ об/мин соответствует скорость движения катера $V_k^* = 22,5$ м/с (рис. 8, а), т. е. расчетная крейсерская скорость движения катера меньше требуемой $V_k = 23$ м/с на 0,5 м/с. Следовательно, погрешность расчета скорости движения катера и тяги ВД составляет 2,2 %.

На основе результатов моделирования установлено, что швартовая тяга ВД имеет максимум при частоте вращения РК $n = 4000$ об/мин (рис. 8, б). Зависимость тяги ВД на швартовом режиме $P = f(n)$ дает дополнительную информацию о ходовых характеристиках катера в режиме кавитации ВД: расчет ускорения катера на старте, скорости движения катера во вспененной воде.

Расчет и конструирование

Характеристики РК представлены в виде зависимостей $H_{РК} = f(Q, n)$, $\eta_{РК} = f(Q, n)$, $N_{П} = f(n, d_j)$ на графиках (рис. 9). Данные характеристики позволяют определить режим согласованной работы рабочего колеса ВД с сетью (соплом и водоводом), выбрать необходимый диаметр выходного сечения сопла d_j с учетом требований к катеру по тяге и скорости.

Результаты моделирования рабочего процесса ВД при различных частотах вращения n (4500, 5000 и 5500 об/мин) показывают, что при объемной подаче $Q < 80 \text{ м}^3/\text{с}$ происходит снижение $H_{РК}$ вследствие срывов потока со спинок лопастей рабочего колеса (рис. 9, а) [9, 10].



Расчетная рабочая точка ВД на характеристике $H = f(Q, n)$ (рис. 9, а) соответствует значению $H_{РК} = 27,82 \text{ м}$, а заложенное при проектировании значение напора составляет $H_{РК} = 27,17 \text{ м}$ (при $Q = 330 \text{ л/с}$, $n = 5500 \text{ об/мин}$), т. е. погрешность определения напора РК составляет 2,4 %. Полученное в результате моделирования КПД РК $\eta_{РК} = 0,89$ совпадает с исходным значением, принятым при проектировании. Таким образом, результаты моделирования параметров РК совпадают с расчетными значениями с приемлемой точностью.

Анализ мощностной характеристики РК $N_{П} = f(n)$ (рис. 9, в) позволяет определить максимальную теоретическую частоту вращения импеллера $n_{\text{max}} = f(d_j, N_p)$ при заданном диаметре сопла d_j . В рассматриваемом случае n_{max} определяется графоаналитическим методом. Ограничением

по частоте вращения импеллера являются значения $N_p = 140$ л. с. и $n_{дв} = 5500$ об/мин. В результате моделирования было получено значение потребляемой мощности РК $N_{П} = 138,2$ л. с. (101,6 кВт) при частоте вращения ротора $n = 5500$ об/мин. Следовательно, энергетическая установка обеспечит работу ВД на номинальной частоте вращения РК $n = 5500$ об/мин при движении катера с крейсерской скоростью $V_k^* = 22,5$ м/с.

Заключение

Разработана трехмерная геометрическая модель ВД, включающая спроектированное по предложенному методу рабочее колесо, водовод, спрямляющий аппарат и реактивное сопло. Рабочее колесо имеет проточную часть оседиагонального типа, которая является перспективной для ВД, поскольку в таком РК можно обеспечить более высокие значения напора, при высоком КПД, по сравнению с осевыми РК [3, 5, 12]. Предложенный метод профилирования пространственных лопастей оседиагональных рабочих колес позволяет учесть кривизну линий тока и равномерно распределить закрутку и работу вдоль оси рабочего колеса, что, в конечном счете, обеспечивает максимальный КПД на уровне 89 %. Таким образом, предложенный метод профилирования лопастей РК имеет высокую практическую ценность.

Рассчитанные характеристики тяги ВД на скоростных и швартовых режимах, напора, КПД и потребляемой мощности ВД могут быть применены для выработки рекомендаций к изменению режимов работы ВД при изменении геометрии проточной части. Например, при изменении d_j можно определить значения n_{max} , Q , $N_{РК}$, $\eta_{РК}$ при заданной N_p , которые позволяют определить тягу ВД.

Предложенный метод проектирования РК ВД позволяет с точностью до 97,6 % рассчитывать требуемые характеристики. Точность предлагаемого метода проектирования на данном этапе исследований считается приемлемой, однако в дальнейшем развитии данной работы предполагается проведение натурных испытаний ВД для верификации и уточнения основных параметров математической модели рабочего процесса.

Литература

1. Ерлыкин, Н.Н. Катер с водометным движителем / Н.Н. Ерлыкин. – Л.: Судостроение, 1989. – 128 с.
2. Хорхордкин, Е.Г. Стационарные водометы: справ. / Е.Г. Хорхордкин. – М.: Издат. Дом Рученькиных, 2004. – 160 с.
3. A Breakthrough in Waterjet Propulsion Systems // Dr Norbert Bulten. Doha International Maritime Defence Exhibition and Conference DIMDEX. – Qatar, 2008.
4. Абдулин, А.Я. Особенности численного моделирования рабочего процесса водометных движителей / А.Я. Абдулин, А.В. Месропян // Вестник УГАТУ. – 2013. – Т. 17, № 3 (55). – С. 61–68.
5. Bulten, N.W.H. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System / N.W.H. Bulten. – Eindhoven, 2006. – 200 p.
6. Куликов, С.В. Водометные движители (теория и расчет) / С.В. Куликов, М.Ф. Храпкин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с.
7. Numerical and Experimental Evaluation of Waterjet Propelled Delft Catamarans // 11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011, September. – Honolulu, Hawaii, USA, 2011.
8. Научно-производственная фирма «Мастер-Мотор». – <http://www.mmotor.ru>.
9. Папир, А.Н. Водометные движители малых судов / А.Н. Папир. – Л.: Судостроение, 1970. – 256 с.
10. Викторов, Г.В. Гидродинамическая теория решеток / Г.В. Викторов. – М.: Высш. шк., 1969. – 368 с.
11. Степанов, А.И. Центробежные и осевые насосы: теория, конструирование и применение / А.И. Степанов. – М.: Гос. науч.-техн. изд. машиностроит. лит., 1960. – 463 с.
12. Федотчев, В.А. Комплексная методика оптимального проектирования и исследования параметров и характеристик колес оседиагональных насосов ТНА ЖРД: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Федотчев. – М., 2005. – 127 с.

13. Печенюк, А.В. Моделирование буксировочных испытаний глиссирующего катера проекта MBR-05738 / А.В. Печенюк. – http://www.thesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv_speedboat_dmt.pdf (дата обращения: 22.08.2013).

14. Слижевский, Н.Б. Расчет ходкости быстроходных судов с динамическими принципами поддержания / Н.Б. Слижевский, Ю.М. Король, М.Г. Соколик; под общ. ред. Н.Б. Слижевского. – Николаев: НУК, 2006. – 151 с.

Абдулин Арсен Яшарович. Аспирант кафедры прикладной гидромеханики, Уфимский государственный авиационный технический университет (Уфа), avia112@mail.ru.

Месропян Арсен Владимирович. Доктор технических наук, профессор кафедры прикладной гидромеханики, Уфимский государственный авиационный технический университет (Уфа), avm_74@mail.ru.

Поступила в редакцию 8 ноября 2013 г.

**Bulletin of the South Ural State University
Series “Mechanical Engineering Industry”
2014, vol. 14, no. 1, pp. 41–51**

CALCULATION OF THE WATER JET CHARACTERISTICS FOR PLANING BOATS

A. Ya. Abdulin, Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation, avia112@mail.ru,

A. V. Mesropyan, Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation, avm_74@mail.ru

The problem of calculating the characteristics of water-jet for planing boats is considered. A method for designing of water-jet impeller is proposed. Calculation of the thrust, pump and power characteristics of the water-jet propulsion using three-dimensional numerical simulation of the workflow is conducted.

Keywords: water jet propulsion; mixed type pumps; thrust characteristics; propulsion efficiency; pump efficiency; power characteristics; numerical fluid dynamics.

References

1. Erlykin N.H. *Kater s vodomnym dvizhitelem* [Boat with Water Jet]. Leningrad, Shipbuilding Publ., 1989. 128 p.
2. Horhordkin E.G. *Stacionarnye vodometry* [Fixed Water Cannon]. Moscow, House Ruchenkinyh Publ., 2004. 160 p.
3. A Breakthrough in Waterjet Propulsion Systems Dr Norbert Bulten. Doha International Maritime Defence Exhibition and Conference DIMDEX. Qatar, 2008.
4. Abdulin A.Y., Mesropyan A.V. [Features Numerical Simulation Workflow Water Jets]. *Vestnik UGATU* [Vestnik Ufa St. Av. Techn. Univ.], 2013, Vol. 17, no. 3 (55), pp. 61–68. (in Russ.)
5. Bulten N.W.H. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System. Eindhoven, 2006. 200 p.
6. Kulikov S.V. Hramkin M.F. *Vodometnye dvizhiteli teorija i raschet* [Water Jets Theory and Calculation]. Leningrad, Shipbuilding Publ., 1980. 312 p.
7. Numerical and Experimental Evaluation of Waterjet Propelled Delft Catamarans. 11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011. Honolulu, Hawaii, USA. September, 2011.
8. *Nauchno-proizvodstvennaja firma “Master-Motor”* [Scientific and Production Company “Master Motor”]. Available at: <http://www.mmotor.ru>.
9. Papier A.N. *Vodometnye dvizhiteli malyh sudov* [Water Jets for Small Craft]. Leningrad, Shipbuilding Publ., 1969. 368 p.

10. Victors G.V. *Gidrodinamicheskaja teorija reshetok* [Hydrodynamic Theory of Lattices]. Moscow, High School Publ., 1989. 128 p.
11. Stepanov A.I. *Centrobezhnye i osevyje nasosy: teorija, konstruirovanie i primenenie* [Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application]. Moskva Gos. nauch.-tehn. izd. mashinostroitel'noj liter. Moscow, State scientific-technical publication engineering literature Publ., 1960. 463 p.
12. Fedotchev V.A. *Kompleksnaja metodika optimal'nogo proektirovanija i issledovanija parametrov i harakteristik koles osediagonal'nyh nasosov TNA ZhRD*. Diss. kand. tehn. Nauk [Integrated Optimal Design Methodology and Study Parameters and Characteristics of Wheels Osediagonalnyh Pumps TNA LRE. Can. tehn. Sci. Diss]. Moscow, 2005. 127 p.
13. Pechenyuk A.V. *Modelirovanie buksirovochnyh ispytanij glissirujushhego katera projekta MBR-05738* [Modeling Towing Tests Planing Boat Project MBR-05738]. Available at: http://www.thesis.com.ru/infocenter/downloads/flowvision/fv_speedboat_dmt.pdf (accessed 22 August 2013).
14. Slizhevsky N.B., King Yu.M., Sokolik M.G. *Raschet hodkosti bystrohodnyh sudov s dinamicheskimi principami podderzhanija* [Calculation of Propulsion Speed Vessels Dynamically Supported]. Nikolaev, NUS Publ., 2006. 151 p.

Received 8 November 2013