

МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-101-111

УДК 519.673-73:629.12

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРЕБНОГО КОЛЕСА ПРИ ВЫСОКОЙ СКОРОСТИ СУДНА

Н.М. Якимов¹, С.Д. Попов², С.Н. Чувашев¹

¹МАТИ–РГТУ им. К.Э. Циолковского, Москва, Российская Федерация
e-mail: root@livid.pp.ru; snchuv@mail.ru

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: unesco-tvet-01@yandex.ru

При создании перспективных судов на воздушной подушке желательно применение гребных колес, но для экономической и энергетической эффективности скорости судов должны превышать критическое значение 20...40 км/ч. Гребные колеса традиционной конструкции при таких скоростях могут иметь отрицательный КПД, что показано и в приведенных вычислениях. Цикл вычислительных экспериментов позволил выявить и устранить причины этого путем выбора разрезных лопаток, расположенных радиальными группами под разными углами. Это позволило улучшить гидродинамику лопаток и достичь стабильно высокого тягового КПД (порядка 50%) в диапазоне 5...45 км/ч, что открывает перспективы применения гребных колес для широкого класса судов.

Ключевые слова: гребное колесо, высокие скорости судна, вычислительный эксперимент, форма лопаток, эффективность.

INCREASING ROWING WHEEL EFFICIENCY OF WATERCRAFT AT HIGH-SPEED

N.M. Yakimov¹, S.D. Popov², S.N. Chuvashov¹

¹Moscow Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovsky,
Moscow, Russian Federation
e-mail: root@livid.pp.ru; snchuv@mail.ru

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: unesco-tvet-01@yandex.ru

Rowing wheels would be preferable for the advanced hovercrafts, but in order to achieve the desirable cost and energy efficiency, a hovercraft must be able to move at velocities higher than their critical velocity value of 20...40 km/h. At such velocities, the conventional rowing wheels can have a negative efficiency factor. It is demonstrated through the calculations presented in the article. A series of conducted computational experiments allowed both determining and eliminating the origins of this effect by selecting the divided blades fixed at different angles in radial arrays. This allowed improving the blades hydrodynamical properties and provided a permanently high propulsive efficiency (about 50%) within the range of 5 to 45 km/h. This opens up a prospect of using the rowing wheels for a wide range of watercrafts.

Keywords: rowing wheel, high speeds of watercraft, computational experiment, blade shape, efficiency.

В настоящее время актуальны задачи освоения обширных территорий, в том числе районов Крайнего Севера, с почти отсутствующей всесезонной дорожной сетью и портовой инфраструктурой при наличии неподготовленной морской береговой линии, болот, рек, озер и т.д. Значительную роль в решении таких задач могут сыграть амфибийные средства на воздушной подушке, способные передвигаться как по суше, так и по заболоченным участкам, мелководью, глубокой воде [1]. Скорость таких судов при движении по воде должна, по возможности, превышать критическую (обычно порядка 20...40 км/ч), тогда энергетические затраты на движение значительно снижаются, а дальность автономного передвижения повышается.

Для движителей таких судов традиционно применяются аэродинамические винты и водометы [2]. Аэродинамические винты при характерных невысоких скоростях транспортного средства (судна) v_v относительно скорости отбрасываемого воздуха v_a имеют невысокую эффективность: отношение к потоку энергии $A\rho v_a^2/2$ мощности упора (тяги), связанной с силой отдачи от потока импульса $v_v A\rho v_a/2$, сравнительно низкое (A — характерная площадь сечения потока, ρ — плотность воздуха). Водометные движители также не свободны от недостатков [3–5]:

- меньший, по сравнению с винтом, КПД, из-за необходимости перевозки, помимо собственно полезного груза, также и воды, находящейся в трубопроводе (в качестве рабочего тела); потеря мощности из-за трения воды в трубопроводах и из-за турбулентных завихрений потока воды в каналах водомета;

- затруднительность подачи воды сквозь днище судна к насосу, на эффективность которого будет влиять скорость движения судна относительно воды;

- водозабор работает так же, как помпа и может затянуть со дна камни, песок, мусор, т.е. забить систему охлаждения либо повредить импеллер и водовод;

- возможность разрушения дна прибрежной полосы;

- высокая степень износа пары ротор–статор, так как эксплуатируется на мелководье;

- резкое и внезапное снижение КПД и упора при уменьшении скорости.

В качестве движителей судов применяются гребные колеса с неподвижными или поворотными лопатками (последние меняют угол наклона с частотой циклов поворота, равной частоте оборотов колеса). Такие гребные колеса обеспечивают большой упор при малом заглублении, т.е. применимы на мелководье [6]. При малых скоростях судна v_v они отличаются высокой эффективностью, определяемой как

отношение мощности, связанной с силой от колеса F , к механической мощности на валу,

$$\eta = \frac{Fv_v}{|M\omega|},$$

где M — вращательный момент на валу, ω — угловая скорость вращения колеса.

Длительное время их использование было ограничено [7, 8], что связано, во-первых, с недостаточной надежностью поворотных лопаток, особенно при высоких скоростях вращения колеса, во-вторых, с тем, что при повышении до 20...30 км/ч скорости судна эффективность движителя η как с поворотными, так и с неподвижными лопатками обычно существенно снижается. Правда, в настоящее время, по-видимому, в связи с достижением предельных характеристик конкурирующих движителей для тихоходных мелкосидящих судов, отмечается некоторый рост интереса к колесным движителям [8].

Принципиальные ограничения эффективности колесного движителя с неподвижными лопатками при высоких скоростях в литературе практически не описаны. Поэтому представляет значительный интерес изучение и устранение указанных ограничений в целях создания колесного движителя, эффективного и на высоких, и на низких скоростях судна. Этому и посвящена настоящая работа.

Решалась система уравнений Навье – Стокса для динамики воздуха и воды как среды с переменной плотностью с учетом силы тяжести и с моделью турбулентности SST (вариант $k-\omega$), в приближении изотермичности и малости числа Маха по сравнению с единицей [9]:

$$\frac{\partial(r_\alpha\rho_\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha\rho_\alpha\mathbf{U}) = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{U})}{\partial t} + (\mathbf{U} \cdot \nabla)(\rho\mathbf{U}) - \mu_{eff}\Delta\mathbf{U} = (\rho - \rho_{ref})\mathbf{g} - \nabla p';$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t;$$

$$p' = p + \frac{2}{3}pk;$$

$$\sum_\alpha \nabla \cdot (r_\alpha\mathbf{U}) = 0;$$

$$\rho = \sum_\alpha r_\alpha\rho_\alpha, \quad \mu = \sum_\alpha r_\alpha\mu_\alpha;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] +$$

$$+ (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + a_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2;$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)};$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right);$$

$$F_1 = \tanh(\xi_1^4);$$

$$\xi_1 = \min \left(\xi_2, \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right);$$

$$CD_{kw} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right);$$

$$\xi_2 = \max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \mu}{y^2 \omega \rho} \right);$$

$$F_2 = \tanh(\xi_2^2).$$

Здесь $\alpha = water, air$ — индекс, соответствующий воде или воздуху; r_α — объемная доля соответствующей фазы; ρ — плотность; \mathbf{U} — вектор скорости среды; t — время; μ_{eff} — эффективная вязкость среды; μ — динамическая вязкость; μ_t — турбулентная вязкость; ρ_{ref} — референсная плотность, $\rho_{ref} = \rho_{air}$; \mathbf{g} — вектор ускорения свободного падения; k — турбулентная кинетическая энергия; ω — удельная скорость диссипации; P_k — возникновение турбулентности от вязких сил; S — инвариантная мера скорости деформации; F_1, F_2 — смешивающие функции; y — расстояние до ближайшей стенки; $\beta' = 0,09$, $a_1 = 5/9$, $\beta_1 = 0,075$, $\sigma_{k1} = 2$, $\sigma_{\omega 1} = 2$, $a_2 = 0,44$, $\beta_2 = 0,0828$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$ — модельные коэффициенты; $\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2$, где $\Phi = a, \beta, \sigma_k, \sigma_\omega$.

Зависимость параметров от направления вдоль оси вращения пренебрегали, что хорошо обосновано при характерных условиях, практически устраняющих нежелательные краевые эффекты: при наличии торцевых ограничителей и/или ширине колеса, превышающей ширину лопатки. На одной стороне прямоугольной расчетной области задавались скорости воды и воздуха, равные v_w , постоянное давление воздуха и распределение давления в воде, связанное с гравитацией $\Delta p = \rho_w g(H - y)$, где H — высота уровня воды, y — вертикальная координата, g — ускорение свободного падения, ρ_w — плотность воды. На противоположной стороне задавалось свободное истечение с аналогичным распределением давления. На верхней границе задавалось

свободное втекание и истечение воздуха $\nabla v = 0$, $p = p_0$, где v — скорость среды, p — давление на границе, p_0 — атмосферное давление, на нижней границе — непротекание $v_n = 0$ (v_n — компонент скорости, нормальный к границе). Начальные условия соответствовали мгновенному появлению движущегося и вращающегося колес в покоящихся (в земной системе координат) воде и воздухе. Расчеты проводились до установления квазипериодического движения воды и воздуха (более оборота колеса).

Применялась подробная квазирегулярная многоблочная расчетная сетка, причем межлопаточные блоки скользили относительно периферийного блока, имеющего форму прямоугольника с вырезанным кругом.

Вычисления проводились с помощью программ ANSYS CFX, для уравнений переноса использовалась численная схема высокого разрешения, для шага по времени — обратный метод Эйлера второго порядка, для турбулентности — метод первого порядка. В качестве условия сходимости выбрана относительная среднеквадратическая погрешность менее 10^{-4} . Сила F вычислялась как интеграл горизонтальных проекций сил давления и поверхностного трения по всей площади контакта колеса с водой. В качестве параметров воды и воздуха (при 25°C) взяты данные из библиотеки материалов ANSYS. При вычислении η проводилось усреднение по времени для периода лопаток (т.е. оборота колеса, деленного на число лопаток), чтобы сгладить выбросы, связанные с временным сдвигом между продольными импульсами и пиками момента торможения колеса.

Проводились вычислительные эксперименты по математическому моделированию различных вариантов геометрии неподвижных лопаток при скорости судна от 10 до 45 км/ч и скорости вращения колеса, соответствующей максимальной окружной скорости v_ω от 10 до 60 км/ч. На приведенных далее примерах диаметр колеса составляет 4 м, скорость судна $v_v = 45$ км/ч, $v_\omega = 60$ км/ч.

Вначале был рассмотрен близкий к традиционному (паром ПКР-25, проекты ледоколов и др. [10]) вариант колеса с ободом и радиально расположенными лопатками (вариант I).

Результаты вычислений (рис. 1, 2) показали, что при указанной высокой скорости судна, во-первых, при входе лопатки в воду создается большое усилие, сильный всплеск, который гонит воду как назад, так и вперед. Во-вторых, между лопатками при их нахождении под водой создается разрежение, которое формирует течение к колесу, в том числе сзади, вперед (в земной системе координат). В-третьих, это разрежение замедляет слив воды при выходе лопаток, и вода ускоряется вверх относительно колеса, т.е. вперед (в земной системе координат).

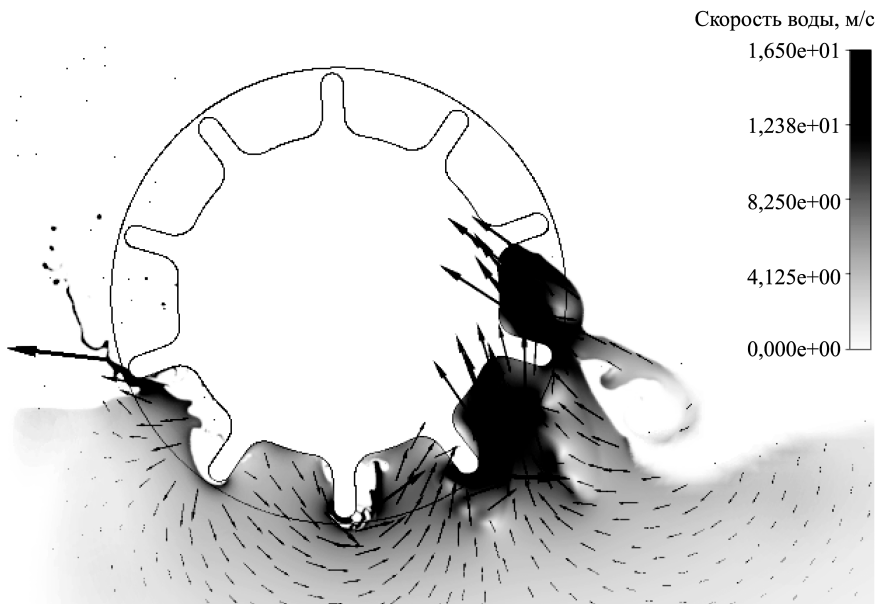


Рис. 1. Распределение скоростей для варианта I

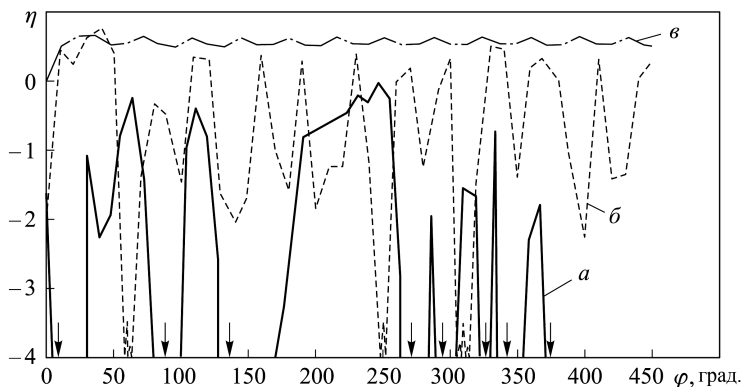


Рис. 2. Зависимости мгновенной эффективности η от угла поворота колеса φ для разных вариантов: a — вариант I; b — II; v — III (стрелками обозначены выходящие за рамки части графиков)

Таким образом, при движении постоянно происходит захват части воды с ускорением вперед до скорости порядка v_v . Другая часть воды получает при гребке скорость порядка скорости скольжения $\Delta v = v_\omega - v_v$, но при необходимых высоких скоростях $\Delta v \ll v_v$. В результате суммарный импульс, передающийся воде, в среднем направлен вперед, а не назад, т.е. сила от колеса (упор) направлена назад относительно скорости судна. При высокой скорости (например, $v_v = 45$ км/ч) эффективность двигателя не просто мала, а отрицательна: колесо не ускоряет, а тормозит судно (см. рис. 2).

При снижении скорости v_v (до 10...15 км/ч) отрицательные эффекты уменьшаются, и расчетная эффективность η положительна. От-

метим, что колеса с такой геометрией лопаток действительно применяются на тихоходных судах.

Другой вариант геометрии (рис. 3, а) характеризуется лопатками, отделенными от обода, чтобы давление в межлопаточном пространстве выравнивалось за счет поступления воздуха со стороны оси вращения (вариант II). Из результатов вычислений следует, что эффекты, связанные с разрежением воды между лопатками, резко ослабляются. Однако при входе лопатки в воду также создается большая сила, локально повышается давление и формируется течение как назад, так и вперед. Кроме того, часть воды недостаточно быстро стекает с лопаток и также ускоряется вперед относительно земной системы координат. В результате при высоких скоростях судна (например, $v_v = 45$ км/ч) эффективность движителя оказывается либо недопустимо мала, либо вовсе отрицательна (см. рис. 2).

В результате приведенного анализа и вариантных вычислений предложена новая геометрия лопаток (вариант III).

Она характеризуется, во-первых, тем, что вместо одиночных лопаток применяются двойные, тройные и прочие лопатки со щелями между ними, через которые вода после гребка сливается быстрее, чем с одиночных лопаток. Это обеспечивает снижение массы ускоряемой вперед воды и соответствующей отрицательной составляющей силы, действующей на колесо.

Во-вторых, тем, что внешняя лопатка имеет такой угол наклона относительно соответствующего радиуса, что при заданных v_v и v_ω ее внешний край входил бы в неподвижную воду под нулевым углом атаки. Это условие для угла атаки, характерное для оптимальных режимов практически всех лопаточных машин, обеспечивает снижение потерь импульса при входе лопатки в воду.

В-третьих, внутренние лопатки так расположены относительно внешних, что вода, текущая при гребке вдоль внешней лопатки со стороны повышенного давления, проходит по инерции мимо межлопаточной щели и попадает на поверхность внутренней лопатки. Это обеспечивает снижение потерь импульса при гребке из-за протекания воды по щелям.

В-четвертых, углы наклона внутренних лопаток таковы, что стекающие с внешних лопаток потоки воды, имеющие значительную вертикальную составляющую, направляются внутренними лопатками горизонтально назад. Это снижает потери импульса на вертикальную составляющую.

Результаты вычислений для лопаток с новой геометрией приведены на рис. 2, 3, б, 4.

Отметим, что воду в месте входа лопатки нельзя назвать неподвижной, но погружение происходит без значительного всплеска и

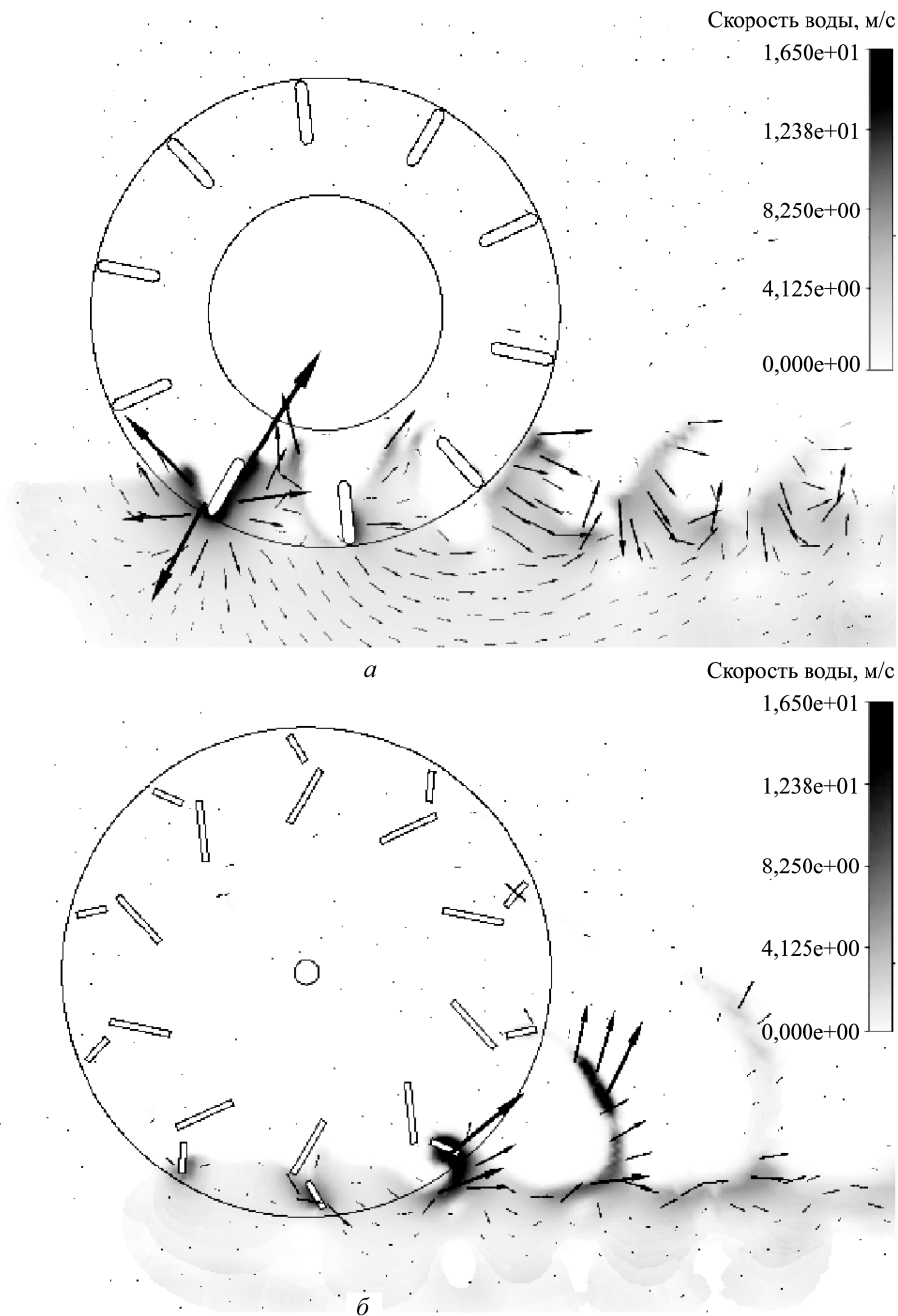


Рис. 3. Распределение скоростей для варианта II (а) и III (б)

без локального повышения давления. Это минимизирует потери на вход.

Вода действительно меньше захватывается и быстрее сливается с нескольких узких лопаток, чем с одной широкой, что снижает массу захватываемой воды и соответствующие потери импульса.

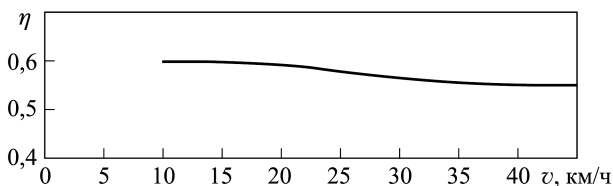


Рис. 4. Зависимость КПД гребного колеса с разрезными лопатками от скорости движения

В то же время при гребке протекание воды по щелям указанной геометрии затруднено из-за инерционности потоков воды, которые для этого должны поворачивать со значительными ускорениями. Поэтому, как и при сплошных лопатках, создается тянущее воду пониженное давление за разрезной лопаткой, а также толкающее воду повышенное давление перед лопаткой. В результате разрезные лопатки обеспечивают эффективность ускорения воды назад. Таким образом, щели указанной геометрии не снижают создаваемый упор.

Вертикальная составляющая скорости движения воды, возникающая при гребке после взаимодействия с нижними лопатками, при взаимодействии с верхними лопатками эффективно преобразуется в горизонтальную, что увеличивает горизонтальную составляющую импульса, направленную назад относительно скорости судна, и повышает эффективность движителя.

В результате принятых мер гребное колесо оказывается высокоэффективным движителем при высоких скоростях движения судна: значение η при скорости судна $v_v = 45$ км/ч достигает 55 %. Кроме того, при меньших v_v оно оказывается даже несколько более эффективно — при условии сохранения приведенного ранее соотношения между v_v и ω , обеспечивающего плавный вход в воду (см. рис. 4).

Таким образом, гребное колесо новой конструкции имеет качества, важные для применения, в том числе в условиях Крайнего Севера. Значительный интерес представляет разработка движителей с применением гребных колес для вновь создаваемых судов амфибийного типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Попов С.Д., Чувашев С.Н.* Проектирование и комплексное математическое моделирование судна на воздушной подушке для регионов Севера, Сибири и арктического континентального шельфа // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 3. С. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/mathmodel/hidden/640.html>. DOI: 10.18698/0236-3941-2015-6-50-58.
2. *Демешко Г.Ф.* Проектирование судов. Амфибийные суда на воздушной подушке. Кн. 2. СПб.: Судостроение, 1992. 329 с.
3. *Non-standard boat operator's handbook.* Washington: U.S. Coast Guard. 172 p.
4. *Баадер Х.* Разъездные, туристические и спортивные катера. Л.: Судостроение, 1977. 382 с.
5. *Куликов С.В., Хражкин М.Ф.* Водометные движители (теория и расчет). Л.: Судостроение, 1980. 312 с.

6. Мерзляков В.И. Математическая модель комплекса корпус–двигатель судна с колесными гребными двигателями // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер. Управление, вычисл. техн. информ. 2012. № 1. С. 56–61.
7. ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide // Ansys CFX Release 14 Help Syst. 2012.
8. Пат. 2399500. РФ. Колесный двигатель. МПК В60Г3/00; В63Н1/04. Правообладатель: П.И. Береза. Опубликовано: 20.09.2010.

REFERENCES

- [1] Popov S.D., Chuvashov S.N. Designing and complex mathematical modeling of the hovercraft for the North, Siberia Regions and the Arctic Continental Shelf. *Jelektr. nauchno-tekhn. izd. "Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovacii"* [El. Sc.-Tech. Publ. "Eng. J.: Science and Innovation"], 2013, iss. 3. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/mathmodel/hidden/640.html>. DOI: 10.18698/0236-3941-2015-6-50-58.
- [2] Demeshko G.F. Proektirovanie sudov. Amfibiynye suda na vozdushnoy podushke. Tom 2. [Design of ships. Amphibious hovercraft. Vol. 2]. St. Petersburg, Sudostroenie Publ., 1992. 330 p.
- [3] Non-standard boat operator's handbook. Washington: U.S. Coast Guard. 172 p.
- [4] Baader Juan. Motorkreuzer und schnelle sportboote. Bielefeld, Delius, Klasing, 1970.
- [5] Kulikov S.V. Hramkin M.F. Vodometnye dvizhiteli. Teoriya i raschet [Water Jets. Theory and Calculation]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1980. 312 p.
- [6] Merzlyakov V.I. Mathematical Model of the Complex Hull – Engine of the Ship with Paddle Wheels. , 2012, no. 1, pp. 56–61 (in Russ.).
- [7] ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Ansys CFX Release 14 Help Syst. 2012.
- [8] Bereza P.I. Kolesnyy dvizhitel' [Wheel Engine]. Pat. 2399500 RF. MPK V60G3/00; V63N1/04. No. 2009121584/11. 20.09.2010.

Статья поступила в редакцию 20.11.2014

Якимов Николай Михайлович — ассистент кафедры “Проектирование вычислительных комплексов” МАТИ–РГТУ им. К.Э. Циолковского.

МАТИ–РГТУ им. К.Э. Циолковского, Российская Федерация, 121552, Москва, Оршанская ул., д. 3.

Yakimov N.M. — Assistant Lecturer of Computer Complexes Engineering department, Moscow Russian State Technological University n. a. K.E. Tsiolkovsky

Moscow Russian State Technological University n. a. K.E. Tsiolkovsky, Orshanskaya ul. 3, Moscow, 121552 Russian Federation.

Попов Сергей Дмитриевич — канд. техн. наук, доцент НПЦ “Специальное машиностроение” МГТУ им. Н.Э. Баумана.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Popov S.D. — Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of Special Machine Building Research and Production Center, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Чувашев Сергей Николаевич — д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры “Проектирование вычислительных комплексов” МАТИ–РГТУ им. К.Э. Циолковского.

МАТИ–РГТУ им. К.Э. Циолковского. Российская Федерация, 121552, Москва, Оршанская ул., д. 3.

Chuvashov S.N. — Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor of Computer Complexes Engineering department, Moscow Russian State Technological University n. a. K.E. Tsiolkovsky. Moscow Russian State Technological University n. a. K.E. Tsiolkovsky, Orshanskaya ul. 3, Moscow, 121552 Russian Federation.

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Якимов Н.М., Попов С.Д., Чувашев С.Н. О возможности повышения эффективности гребного колеса при высокой скорости судна // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 1. С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-101-111

Please cite this article in English as:

Yakimov N.M., Popov S.D., Chuvashov S.N. Increasing rowing wheel efficiency of watercraft at high-speed. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2016, no.1, pp. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-101-111