

А. Я. Абдулин, А. В. Месропян

ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Проведено численное моделирование характеристик водометных движителей с различными геометрическими параметрами проточной части. Проведена оценка максимально достижимой частоты вращения импеллера, скорости истечения жидкости из сопла, тяги, массового расхода жидкости через импеллер и скорости движения катера, при определенном диаметре сопла, в зависимости от располагаемой мощности приводного двигателя. *Водометный движитель; импеллер; спрямляющий аппарат; реактивное сопло; мощностная характеристика*

Практически все внутренние водные пути России имеют мелководные участки или периодически мелеют, замусорены природными и искусственными препятствиями.

В таких условиях эксплуатации для обеспечения маневренности судна, а также обеспечения безопасности людей, водометные катера имеют целый ряд неоспоримых преимуществ, среди которых можно выделить следующие:

- лучшая управляемость судна в широком диапазоне скоростей и более высокие инерционные характеристики;
- более низкие уровни гидроакустических шумов (до 6 – 10 дБ) и вибрации корпуса;
- меньшая склонность к кавитации;
- безопасность судоводителей и пассажиров;
- высокий моторесурс;
- отсутствие на корпусе выступающих частей и связанного с ними дополнительного сопротивления воды движению;
- меньшая подверженность поломкам от плавающего мусора, чем обычные винты (особенно в припортовой зоне).

Доля водометных движителей (ВД) на маломерных судах составляет в настоящее время $\approx 10\%$, тем не менее, можно утверждать, что в ближайшем будущем эта цифра может увеличиться до 30% , поскольку рынок водометных движителей для малых и средних катеров обладает немалым потенциалом. Использование новых материалов и технологий проектирования и производства направлено на увеличение скоростей движения и повышение экономичности катеров, однако одним из препятствий на пути увеличения судов является кавитация гребных винтов. Водометные движители обладают меньшей склонностью к кавитации и обладают на высоких скоростях движения (более 60 км/ч) большим КПД [1, 2].

Повышенный интерес к водометным катерам сопровождается необходимостью решения целого комплекса задач, направленных на создание перспективных энергоэффективных водометных движителей с привлечением современных технологий 3D-проектирования и производства, применения новых конструкционных материалов и конструктивно-компоновочных схемных решений.

В данной статье рассматриваются актуальные вопросы, посвященные разработке методики проектирования ВД, позволяющей моделировать рабочий процесс с учетом взаимодействия потока с элементами проточной части ВЖ, потерь на вихреобразование, качества формирования реактивной струи.

Определение оптимальных параметров и геометрии проточной части ВД позволит обеспечить высокую эффективность всего водометного движительного комплекса, его КПД и реактивной тяги [3].

Одним из ключевых этапов разработки методики является трехмерное 3D-моделирование рабочего процесса в ВД численными методами гидродинамики, реализованными в программной среде ANSYS CFX.

1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является водометный движитель для глиссирующего катера с оседиагональным насосом и входным участком статического напора (рис. 1).

Модель водометного движителя рассчитывается с учетом следующих допущений (рис. 2):

- не учитывается радиальный зазор;
- не учитываются гидравлические потери в водоводе;
- не учитывается входная неравномерность поля скоростей перед рабочим колесом;
- не учитывается кавитация.

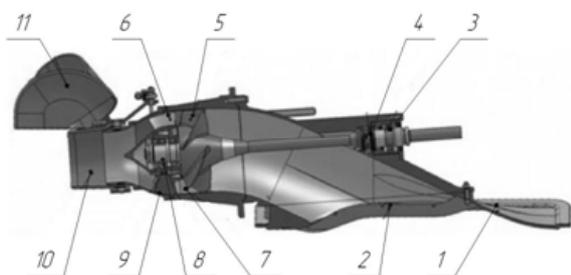


Рис. 1. Принципиальная схема ВД:

- 1 – водозаборник; 2 – защитная решетка;
- 3 – радиальный подшипник; 4 – торцевое дейдвудное уплотнение; 5 – рабочее колесо;
- 6 – спрямляющий аппарат; 7 – облицовка обечайки в зоне рабочего колеса; 8 – радиально-упорный подшипник; 9 – система динамического осушения полости радиально-упорного подшипника; 10 – поворотная насадка;
- 11 – реверсивная заслонка

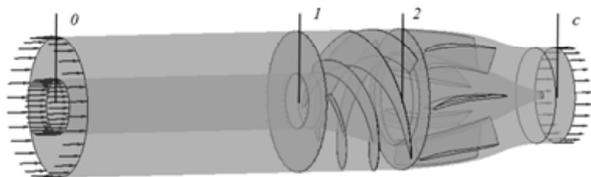
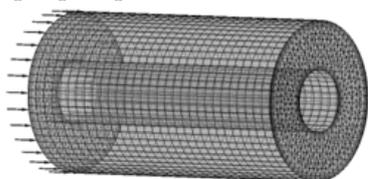


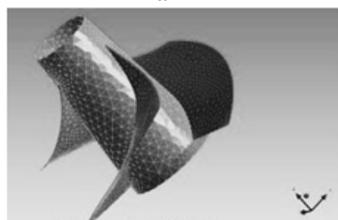
Рис. 2. Расчетная схема водометного движителя:

- 0 – входное сечение; 1 – вход в импеллер;
- 2 – выход из импеллера; c – выходное сечение сопла

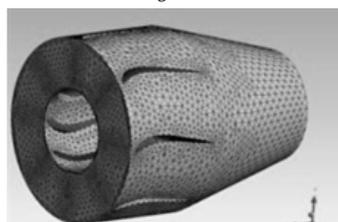
Расчетная область водометного движителя разбита на 3 участка (рис. 3): входной участок (а) и выходное устройство (в) являются статорной частью, рабочее колесо (б), в дальнейшем импеллер – роторная часть.



а



б



в

Рис. 3. Сеточные модели входного участка: а – входной участок; б – импеллер (рабочее колесо); в – выходное устройство

В рассматриваемой модели входной участок между сечениями '0' и '1' служит для формирования входного профиля скорости в импеллер, т.е. исключается влияние «входа». Рекомендуемая длина входного участка, как показали результаты исследований и рекомендации, составляет 3...4 калибра [4].

Расчетная сетка во входном участке состоит из призм с измельчением ячеек у стенок трубы и вала (рис. 3, а). Поскольку течение во входном участке преимущественно осевое, то была создана двумерная сетка, вытянутая в осевом направлении, при этом число расчетных ячеек в отличие от тетраэдрической сетки уменьшается втрое (одна призма вместо трех тетраэдров). Максимальный размер ячейки, как показали расчеты, необходимо выбирать не более, чем 1/20 от гидравлического диаметра канала.

Сетка рабочего колеса (рис. 3, б) является преимущественно тетраэдрической, с измельчением вдоль втулки, наружной стенки и лопастей. Максимальный размер ячейки на лопастях необходимо выбирать не более, чем 1/20 хорды лопасти, а толщина пограничного слоя соизмерима с толщиной лопасти (около 3 мм).

Для выходного участка, состоящего из спрямляющего аппарата и сопла (рис. 3, в) сетка является преимущественно тетраэдрической, с измельчением у стенок и спрямляющих лопаток, рекомендации к размеру ячеек те же, что и для рабочего колеса.

Суммарное число ячеек во всей расчетной области для различных вариантов геометрии составляет около 1,5 млн.

Исходные геометрические параметры базового варианта ВД следующие:

- наружный диаметр импеллера является постоянной величиной $d_n = 200$ мм;
 - осевая длина спрямляющих лопаток $l_{CA} = 100$ мм;
 - количество спрямляющих лопаток, $z_{CA} = 7$;
 - количество рабочих лопаток, $z_{PK} = 4$.
 - шаг импеллера: постоянный $H = 180$ мм; переменный $H = 140...220$ мм.
 - диаметр выходного сечения сопла $d_c = 135$ мм.
- Варьируемыми параметрами являются:
- осевая длина спрямляющих лопаток, мм: $l_{CA} = 80, 100, 150$;
 - количество спрямляющих лопаток $z_{CA} = 6, 7, 8$;
 - количество рабочих лопаток $z_{PK} = 3, 4$;
 - диаметр выходного сечения сопла, мм: $d_c = 95, 108, 115, 120, 130, 135, 150$.

Рассматриваемыми критериями оптимизации являются тяга ВД и скорость реактивной струи из сопла.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАДАЧИ

Основные параметры модели:

- плотность жидкости $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- динамическая вязкость $\mu = 0,001 \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- моделирование течения через канал рабочего колеса проводится в режиме Frozen Rotor, т.е. к компонентам скорости добавлялись окружающие составляющие, а рабочее колесо оставалось неподвижным;
- расчеты проводятся при стандартных атмосферных условиях: $p = 101325 \text{ Па}$, $T = 288 \text{ К}$;
- на выходе из сопла (сечение 'с', рис. 3) статическое давление задается равным атмосферному;
- на входе в расчетную область (сечение '0', рис. 3) полное давление задается равным статическому давлению на бесконечности, т.е. не учитывались потери давления в водоводе.

В расчетах используется модель турбулентности k - ε . Параметры турбулентности:

- интенсивность турбулентности 5%;
- характерный размер вихря – 5 мм.

Математическая модель задачи состоит из уравнений:

1) импульсов (Навье-Стокса) в трехмерной постановке [5]

$$\bar{R} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p + \nu \Delta \bar{V} + \frac{1}{3} \nu \cdot \text{grad}(\text{div } \bar{V}) = \frac{d\bar{V}}{dt}, \quad (1)$$

где \bar{R} – вектор массовых сил, Н/кг; ρ – плотность жидкости, кг/м³; p – давление, Па; ν – кинематическая вязкость, м²/с; \bar{V} – вектор скорости, м/с; t – время, с.

2) баланса расходов [5]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

где V_x , V_y и V_z – компоненты вектора скорости в x , y и z направлениях; x , y и z – глобальные декартовы координаты.

3) сохранения момента количества движения (второе уравнение Эйлера) [5, 6]

$$\int_F \rho V_n (\vec{r} \times \vec{V}) dF = \int_V \rho (\vec{r} \times \vec{R}) dV + \int_F (\vec{r} \times \rho \vec{n}) dF,$$

где r – радиус-вектор; F – контрольная поверхность; V_n – нормальная компонента скорости к площадке dF ; V – контрольный объем; (n) – нормаль к площадке dF .

4) модели турбулентности k - ε [7]. Турбулентная вязкость

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (4)$$

где C_{μ} – константа; k – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности.

Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z k)}{\partial z} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) - \\ & - \mu_e \Phi - \rho \varepsilon, \end{aligned} \quad (5)$$

где Φ – слагаемое, учитывающее рассеяние энергии, выделяющейся в результате вязкостного трения; $\mu_e = \mu + \mu_t$ – эффективная вязкость, определяемая как сумма молекулярной и турбулентной вязкости.

Уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z \varepsilon)}{\partial z} = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) - \\ & - C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_{2\rho} \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\rho}$, σ_ε , σ_k – константы, определяемые экспериментально.

При задании граничных условий в роторной части существует одна особенность. При использовании вращающейся системы координат все стенки относительно потока вращаются с определенной угловой частотой, однако в реальном водометном движителе наружная стенка является неподвижной. Для устранения этого недостатка модели необходимо указывать на наружной стенке условие «Counter Rotating Wall» (рис. 4).

На рис. 4, а видно, что скорость потока на наружной стенке отлична от нуля, что является некорректным. Использование при расчетах функции «Counter Rotating Wall» позволяет за-

фиксировать стенку в абсолютной системе координат и скорость потока на ней становится равной нулю (рис. 4, б).

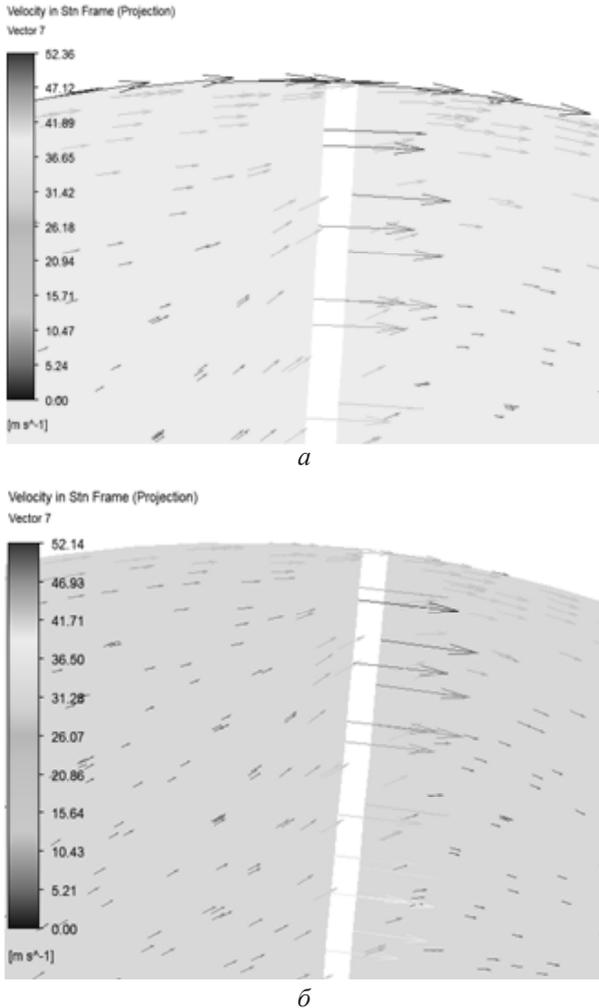


Рис. 4. Тангенциальная составляющая абсолютной скорости в поперечной плоскости импеллера между сечениями '1' и '2' водомета:

a – векторное поле абсолютной скорости в рассматриваемом сечении (наружная стенка подвижна);
б – векторное поле абсолютной скорости в рассматриваемом сечении (наружная стенка неподвижна)

Расчеты в процессоре CFX-Solver всех вариантов геометрии водометных движителей проводились до получения относительной погрешности не более 10^{-5} по каждому из гидродинамических параметров (скорость, давление, массовый расход, параметры турбулентности).

3. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

Расчет рабочего процесса водометного движителя позволил определить локальные параметры потока в каждой ячейке расчетной области: скорость, массовый расход, давление, параме-

тры турбулентности. Для проведения анализа рабочего процесса необходимо определение интегральных характеристик – осредненных давлений и скоростей по сечениям. Для получения достоверных параметров необходимо проводить осреднение по массовому расходу

$$P_{cp} = \frac{\iint_F p(x, y) \cdot \rho \cdot V_n(x, y) dx dy}{m}, \quad (7)$$

где F – произвольная площадка в плоскости XY ; $p(x, y)$ – давление в точке x, y ; $V_n(x, y)$ – нормальная составляющая скорости в точке x, y ; $m = \iint_F \rho \cdot V_n(x, y) dx dy$ – массовый расход через площадку F .

Данные функции осреднения встроены в постпроцессор CFX, и называются *massflow* – массовый поток, и *massflowave* – осреднение по массовому потоку. В случае необходимости осреднения гидродинамических параметров по другим характеристикам, например, по энтальпии, постпроцессор позволяет задавать пользовательскую функцию.

Для представления результатов расчета в виде характеристик водометного движителя, необходимо провести пересчет, осредненных давлений и скоростей в такие параметры водометного движителя как тяга, напор, скорость истечения из сопла.

Тяга водометного движителя [2, 6], Н

$$P = \rho \cdot Q \cdot (V_{ac} - V_0) - p_0 \cdot F_0 + p_c \cdot F_c, \quad (8)$$

где ρ – плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; Q – подача импеллера, $\text{м}^3/\text{с}$; V_{ac} – осевая составляющая абсолютной скорости в сечении 'с', $\text{м}/\text{с}$; V_0 – абсолютная скорость в сечении '0', $\text{м}/\text{с}$; p_0, p_c – статическое давление в сечении '0' и 'с', соответственно, Па; F_0, F_c – площадь канала в сечении '0' и 'с', соответственно, м^2 .

Напор импеллера, м

$$H = p_2^* - p_1^*, \quad (9)$$

где p_2^*, p_1^* – полные давления в сечениях за импеллером и на входе в импеллер соответственно.

Работа импеллера, Дж

$$L_{PK} = \rho \cdot Q \cdot H. \quad (10)$$

Потребляемая мощность, Вт

$$N_n = M_{PK} \cdot \pi \cdot n / 30, \quad (11)$$

где M_{PK} – крутящий момент на импеллере, Н·м; n – частота вращения импеллера, об/мин.

Крутящий момент M_{PK} рассчитывается в постпроцессоре ANSYS CFX с использованием встроенной функции *torque*, при условии, что ось вращения импеллера совпадает с осью X, Y или Z, в любом другом случае для расчета крутящего момента необходимо создавать пользовательскую функцию.

КПД насоса, %

$$\eta = \frac{L_{PK}}{N_n} \cdot 100\%, \quad (12)$$

Располагаемая мощность двигателя, л. с.

$$N_p = -0,463 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0,05 \cdot n. \quad (13)$$

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Основной характеристикой водометного движителя является зависимость потребляемой мощности импеллера от частоты его вращения $N_{II} = f(n)$. По этой характеристике определяется максимальная теоретическая частота вращения импеллера $n_{max} = f(d_c)$ при заданном диаметре сопла d_c . В рассматриваемом случае максимальная частота вращения определяется графоаналитическим методом (рис. 5). Ограничением по частоте вращения импеллера является величина располагаемой мощности двигателя, и частота вращения двигателя $n_{дв} = 5500$ об/мин.

Максимальные частоты вращения импеллера для различных вариантов геометрии ВД опреде-

ляются наложением располагаемой характеристики двигателя и характеристики потребляемой мощности импеллера от частоты вращения (см. рис. 5). Результаты по определению максимальных частот вращения импеллеров сведены в табл. 1.

Таблица 1

Максимально достижимые частоты вращения при различных диаметрах сопла

Шаг импеллера H , мм	Диаметр сечения сопла d_c , мм	Частота вращения n , об/мин
140...220	95	4450
	108	4700
	115	4900
	120	5050
	130	5200
180	135	5450

Результаты моделирования показывают, что импеллер с постоянным шагом $H = 180$ мм практически не отличается по своим характеристикам от импеллера с осепопеременным шагом $H = 140...220$ мм, спроектированным по методике расчета осевых насосов, поэтому для водомета с шагом $H = 180$ мм был сделан только один расчет при диаметре сопла $d_c = 135$ мм, а для импеллера

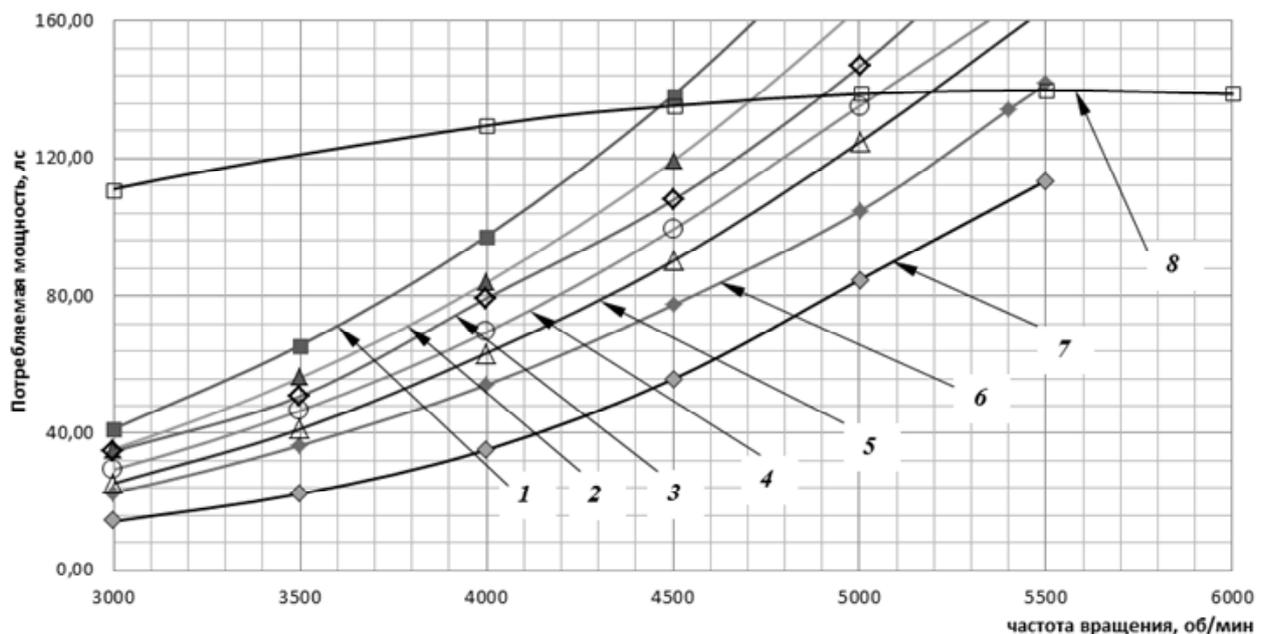


Рис. 5. Зависимость потребляемой мощности импеллера от частоты вращения:

1 — $H = 140...220$, $d_c = 95$; 2 — $H = 140...220$, $d_c = 108$; 3 — $H = 140...220$, $d_c = 115$; 4 — $H = 140...220$, $d_c = 120$;
5 — $H = 140...220$, $d_c = 125$; 6 — $H = 180$, $d_c = 135$; 7 — $H = 140...220$, $d_c = 150$;
8 — располагаемая характеристика двигателя;

H — шаг импеллера, мм; d_c — диаметр выходного сечения сопла, мм

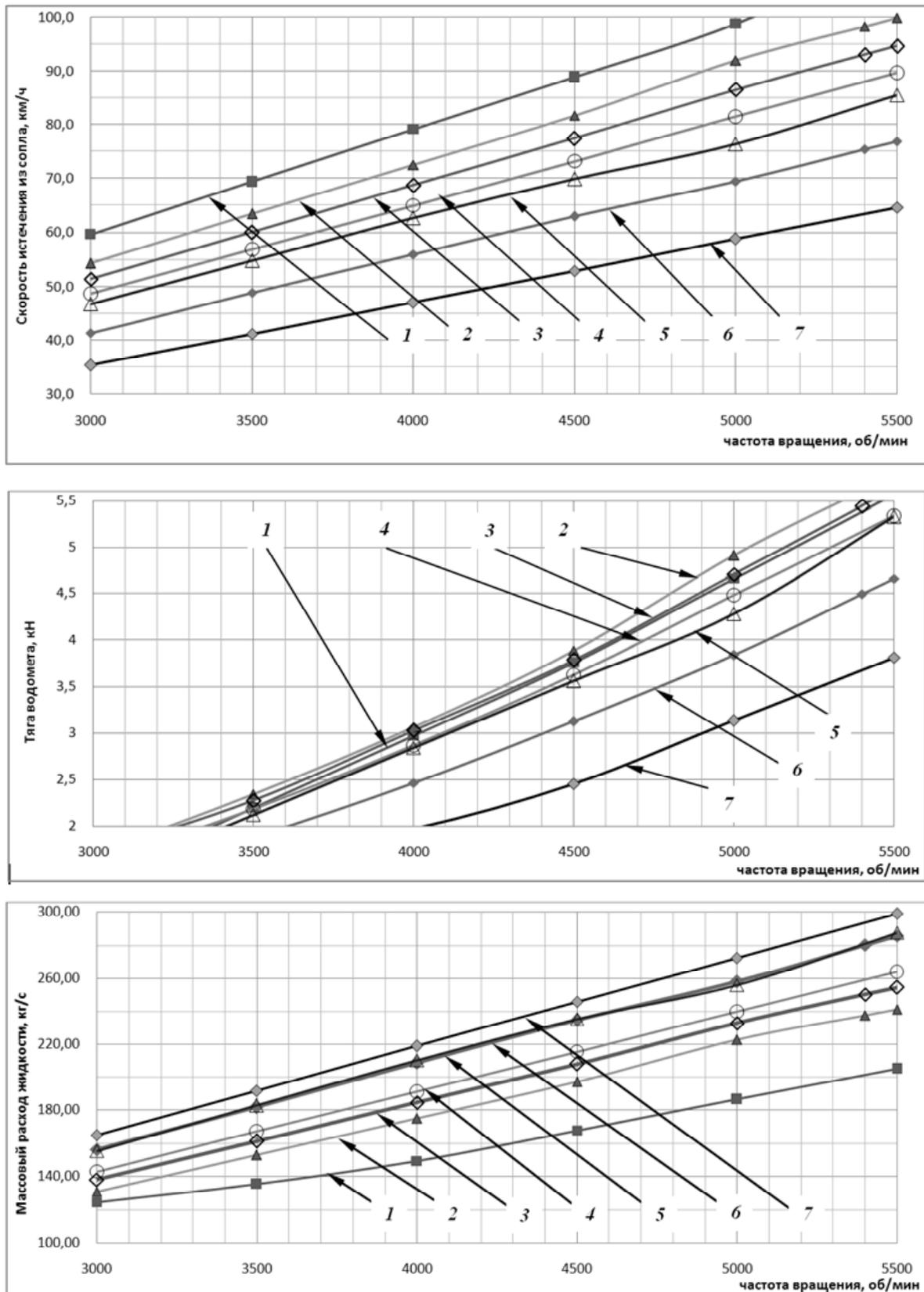


Рис. 6. Результаты численного моделирования характеристик водометных движителей:
 1 – $H = 180$, $d_c = 135$; 2 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 95$; 3 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 135$; 4 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 135$;
 5 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 135$; 6 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 135$; 7 – $H = 140 \dots 220$, $d_c = 135$;
 H – шаг импеллера, мм; d_c – диаметр выходного сечения сопла, мм

с осепеременным шагом расчеты проведены для всех диаметрах выходного сечения сопла, указанных в табл. 1.

По известной максимальной частоте вращения импеллера для различных водометных движителей по рис. 5, $a - в$ определяются максимальные скорость истечения из сопла, тяга водометного движителя и массовый расход воды.

Результаты численного моделирования максимальной скорости истечения жидкости из сопла, тяги ВД и массового расхода для различных значений диаметра сопла приведены в табл. 2.

Таблица 2

Максимально достижимые тяга, скорость истечения из сопла и массовый расход воды для различных водометов

Шаг импеллера, мм	d_c , мм	Максимальная скорость, км/ч	Тяга, кН	Массовый расход, кг/с
140... 220	95	87	3,6	165
	108	85	4,3	215
	115	84	4,5	225
	120	82	4,6	242
	125	81	4,6	253
	130	79	4,7	267
	135	76	4,7	282
	140	76	4,8	300
	150	65	3,8	300
180	135	76	4,7	282

Действительная максимальная скорость движения катера меньше скорости истечения жидкости из сопла на определенную величину, которая расходуется на преодоление сопротивления движения.

Для оценки скорости движения катера воспользуемся уравнением установившегося движения катера

$$m \cdot V_{ac} - m \cdot V_k - R = 0, \quad (14)$$

где V_k – скорость движения катера, м/с; m – массовый расход воды в водомете, кг/с; R – сила сопротивления движению, в которую входят аэродинамическое и гидравлическое сопротивление, Н.

Из уравнения (14), сила сопротивления

$$m \cdot \Delta V = R, \quad (15)$$

где ΔV – уменьшение действительной скорости катера по сравнению со скоростью истечения жидкости из сопла, м/с.

Результаты натурных экспериментов на катере Freerider-490C-jet показывают, что при диаметре $d_c = 115$ мм максимальная скорость движения катера составляет $V_k = 72$ км/ч, в то время как скорость истечения жидкости из сопла составляет $V_c = 84$ км/ч, т.е. уменьшение действительной скорости катера составляет $\Delta V = 12$ км/ч. При массовом расходе $m = 225$ кг/с, сила сопротивления $R = 750$ Н.

Полагая силу сопротивления движению катеру постоянной, получим следующие действительные скорости движения катера (табл. 3).

Таким образом, оптимальным с точки зрения достижения максимальной скорости движения катера (72,4 км/ч) является вариант водометного движителя с диаметром сопла 108 мм. При этом следует учитывать, что увеличение массы перевозимого груза и (или) количества пассажиров приводит к увеличению силы сопротивления движению R за счет увеличения гидравлического сопротивления трения, поэтому оптимум по обеспечению максимальных скоростей движения катера будет смещаться в сторону водометов с большим диаметром сопла ($d_c = 130...140$ мм) и большей тягой ($P = 4,7...4,8$ кН).

Таблица 3

Влияние шага импеллера и диаметра сопла на основные характеристики водометного катера

Шаг импеллера, мм	Диаметр выходного сечения сопла d_c , мм	Частота вращения n , об/мин	Максимальная теоретическая скорость катера V_k , км/ч	Максимальная действительная скорость катера V_k , км/ч	Тяга водомета, Р, кН	Массовый расход воды m , кг/с
140...220	95	4450	87	70,6	3,6	165
	108	4700	85	72,4	4,3	215
	115	4900	84	72,0	4,5	225
	120	5050	82	70,8	4,6	242
	125	5100	81	70,4	4,6	253
	130	5200	79	68,9	4,7	267
	135	5450	76	66,5	4,7	282
	140	5500	76	65,0	4,8	300
	150	5500	65	65,0	3,8	300
180	135	5450	76	66,5	4,7	282

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнена разработка модели водометного движителя и приведены рекомендации по выбору типа и параметров сетки, заданию граничных условий. Определены перечни исходных геометрических и варьируемых параметров ВД.

Критериями оптимизации при моделировании рабочего процесса в проточной части ВД являются тяга ВД и скорость истечения реактивной струи из сопла.

Максимальные частоты вращения импеллера для различных вариантов геометрии ВД определяются наложением располагаемой характеристики потребляемой мощности импеллера от частоты вращения.

Результаты моделирования показывают, что по максимальной частоте вращения импеллера, импеллер с постоянным шагом практически не уступает по своим характеристикам импеллеру с осепеременным шагом, однако введение таких критериев оптимизации, как максимальная скорость истечения жидкости из сопла, максимальные тяга ВД и массовый расход жидкости, показывает преимущество импеллера с осепеременным шагом $H = 140 \dots 220$ мм.

Для обеспечения высоких ходовых качеств катеров с ВД в условиях полной нагрузки на борт, целесообразно применение водометов с большим диаметром сопла ($d_c = 130 \dots 140$ мм) и большей тягой ($P = 4,7 \dots 4,8$ кН).

Результаты моделирования, приведенные в данной статье, подтверждаются натурными испытаниями и планируются к дальнейшему использованию при выполнении следующих видов работ, направленных на создание методики проектирования водометных движителей (ВД):

- расчет тяги водомета с учетом скорости движения катера;
- моделирование буксировочных испытаний катера;
- оптимизация геометрии водовода;
- проектирование оседиагонального импел-

лера с использованием 3D-модели течения в лопастных насосах, изложенной например в [8];

- доработка модели рабочего процесса водометного движителя с учетом радиального зазора;
- учет кавитации и оценка кавитационного зазора импеллера на различных режимах работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ерлыкин Н. Н.** Катер с водометным движителем. Л.: Судостроение, 1989. 128 с.
2. **Хорхордкин Е. Г.** Стационарные водометы. Справочник. М.: «Издательский Дом Рученькиных», 2004. 160 с.
3. **Месропян А. В.** Особенности протекания гидродинамических процессов в высоконапорных струйных гидроусилителях // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 11, № 2 (29). Уфа, С. 60–65.
4. **Kandasamy M., Georgiev S., Milanov E., Stern F.** Numerical and Experimental Evaluation of Waterjet Propelled Delft Catamarans. // 11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011. Honolulu, Hawaii, USA. September 2011.
5. **Сергель О. С.** Прикладная гидрогазодинамика: учеб. для вызов. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.
6. **Куликов С. В., Храмкин М. Ф.** Водометные движители (теория и расчет). Л.: Судостроение, 1980. 312 с.
7. **Харитонов В. Ф.** Проектирование камер сгорания: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2008. 138 с.
8. **Федотчев В. А.** Комплексная методика оптимального проектирования и исследования параметров и характеристик колес оседиагональных насосов ТНА ЖРД: дис. ... канд. техн. наук. М.: 2005. 127 с.

ОБ АВТОРАХ

Абдулин Арсен Яшарович, аспирант каф. прикладной гидромеханики. Диплом магистра (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. 3D-моделирования гидрогазодинамики лопаточных машин и элементов ГТД с помощью CFD пакетов

Месропян Арсен Владимирович, проф. той же каф. Дипл. инженера-механика (УГАТУ, 1996). Д-р техн. наук по гидромашинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления летательн. аппаратов и гидрофицированных систем испытаний и вскрытия нефтеносных пластов.