

9УДК 621.65.03

DOI: 10.37890/jwt.vi84.636

Валидация численной модели лопастной системы осевого насоса ОД-2

Е.С. Шишов

ORCID: 0009-0009-3855-7887

С.Н. Зеленов

ORCID: 0009-0007-6877-1089

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, г. Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Была разработана численная модель, при помощи которой произведены расчеты основных параметров работы осевого насоса в нестационарной постановке с использованием сегментной геометрии, состоящей из одной лопасти рабочего колеса и спрямляющего аппарата, и моделью турбулентности k-ε. Расчеты выполнены для всего диапазона подач напорной характеристики осевого насоса ОД-2. Полученные расчетные характеристики (напор, КПД) сравниваются с данными физических испытаний насоса. Получены качественно схожие расчетные аналитические зависимости напорной характеристики и значений КПД с кривыми реального насоса, но количественно наблюдается рост расхождения характеристик с увеличением подачи. Так, расхождение расчетного напора с действительным составляет 15-30% при коэффициенте подачи меньше $K_Q = 0,4$, что является приемлемым результатом для инженерных задач. При коэффициенте подачи выше, наблюдается значительное увеличение расхождения напора. Анализ распределения статического давления вблизи лопаток рабочего колеса, полученного при помощи численной модели, показал наличие физически недостоверных зон разряжения, что указывает на условия интенсивной кавитации в реальности. Это делает ограниченно применимыми подобные численные модели, не учитывающие влияние кавитации, для получения характеристик насосов водометных движителей. Для уменьшения расхождения результатов численного моделирования необходима разработка модели с учетом кавитации, а также использование больших вычислительных ресурсов.

Ключевые слова: осевой насос, водометный движитель, вычислительная гидродинамика, валидация

Validation of the numerical model of the vane system of the axial-flow pump OD-2

Egor S. Shishov

ORCID: 0009-0009-3855-7887

Sergey N. Zelenov

ORCID: 0009-0007-6877-1089

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. A numerical model was developed, which was used to calculate the main operating parameters of an axial-flow pump in a non-stationary setting using segmented geometry consisting of one rotor blade and stator and a k-ε turbulence model. Calculations were performed for the entire range of flow-rates of the head characteristic of the OD-2 axial-flow pump. The obtained calculated characteristics (head, efficiency) are compared with the data of physical tests of the pump. Qualitatively similar calculated analytical dependencies of the head characteristic and efficiency values with the curves of a real pump were obtained, but quantitatively, an increase in the divergence between the characteristics with an increase in the flow-rate is observed. Thus, the divergence between the calculated and actual head is 15-30% at a feed rate of less than $K_Q = 0.4$, which is an acceptable result

for engineering goals. At a flow-rate above, a significant increase in the divergence between the head is observed. Analysis of the static pressure distribution near the rotor blades obtained using a numerical model showed the presence of physically unreliable rarefaction zones, which indicates conditions of intense cavitation in reality. This makes such numerical models that do not take into account the effect of cavitation of limited applicability for obtaining the characteristics of waterjet pumps. To reduce the divergence between the results of numerical modeling, it is necessary to develop a model taking into account cavitation, as well as to use more computing resources.

Keywords: axial-flow pump, waterjet propulsor, computational fluid dynamics, validation

Введение

Осевые насосы являются неотъемлемой частью водометных движителей. Достижение высокой эффективности работы водометных движителей представляет собой сложную инженерную задачу. Традиционные подходы к проектированию и анализу, основанные на масштабных физических экспериментах, сопряжены с высокими затратами времени и ресурсов, как показывают результаты работ [1] и [2]. Кроме того, они не всегда способны предоставить картину протекающих гидродинамических процессов: распределения давления и скорости потока в различных сечениях проточной части, значений мощности, потребляемой самой лопастной системой, и ее гидравлического КПД.

В этом контексте CFD-моделирование (Computational Fluid Dynamics – вычислительная гидродинамика) стало инструментом, позволяющим изучать сложные гидродинамические явления внутри насоса. Такое моделирование позволяет оценить влияние конструктивных решений и режимов работы на общую эффективность насоса. Получаемые при помощи CFD данные о основных эксплуатационных характеристиках, таких как напор, подача, крутящий момент/потребляемая мощность и КПД, имеют практическую ценность. В частности, они важны при проектировании и оптимизации параметров насосов, используемых в составе водометных движителей (таких как форма и угол установки лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата, создаваемый напор и подача), где достижение высокой гидродинамической эффективности является ключевым фактором.

Однако, большой проблемой, определяющей практическую применимость результатов численного моделирования, является определение степени соответствия CFD-расчетов реальным физическим процессам. Достоверность получаемых результатов напрямую влияет на возможность их использования в инженерной практике. В данной работе валидация производится путем прямого сравнения результатов CFD-моделирования (рассчитываемых параметров: напора, подачи, крутящего момента, мощности и КПД) с данными натурных испытаний реального насоса ОД-2.

Поэтому, целью данной работы является проверка возможностей и ограничений численного моделирования для расчета основных характеристик осевых насосов.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- построение трехмерной модели сегмента лопастной системы;
- настройка CFD-модели;
- определение характеристик в диапазоне подач, представленных в [3, 4];
- сравнение расчетных данных с экспериментальными и количественная оценка расхождений;
- анализ причин возникновения расхождений и предложение решений по их уменьшению.

Методы

Назначение водометного движителя – это создание реактивной тяги P_e , которая обеспечивает поступательное движение судна за счет ускорения массы воды, проходящей через движитель. Эта тяга P_e определяется по формуле (1), без учета ориентации оси струи по отношению к направлению движения судна:

$$P_e = \rho Q(u - v(1 - \omega)) \cdot (1 - t), \quad (1)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости через движитель, кг/м^3 ; Q – объемный расход жидкости через движитель, $\text{м}^3/\text{с}$; u – скорость струи на выходе из сопла м/с ; v – скорость хода судна м/с ; ω – коэффициент попутного потока; t – коэффициент засасывания.

Из формулы (1) следует, что создаваемая тяга напрямую зависит от: скорости судна v , скорости реактивной струи u , расхода жидкости Q . Имеются другие факторы, влияющие в меньшей степени, на ее величину: плотность жидкости (воды) ρ , зависящая от солености; коэффициенты попутного потока ω и засасывания t зависящие от формы обводов корпуса, геометрии водозаборника и водовода. Поэтому, указанные параметры принимаются постоянными при исследовании работы лопастной системы.

Скорость струи на выходе из сопла определяется напором насоса H по формуле (2):

$$u = \sqrt{(2gH + v^2(1 - \omega)^2 \cdot (1 - \xi_\Sigma))}, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; ξ_Σ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления тракта водометного движителя.

Уравнение (2) показывает, что повышение напора насоса H увеличивает скорость струи u , что ведет к росту тяги по формуле (1).

Для эффективной работы движителя насос должен обеспечивать напор при необходимом расходе жидкости через движитель, т.е. необходимо согласовать напорную характеристику с характеристикой сети в гидравлической системе. Напорная характеристика насоса $H_n(Q)$ отражает способность обеспечить необходимый перепад давлений для преодоления сопротивления системы при заданном расходе Q . Характеристика сети $H_c(Q)$ описывает гидравлические потери в тракте водометного движителя. Рабочая точка системы определяется пересечением этих кривых (рис. 1). Здесь насос развивает напор H_p , необходимый для поддержания расхода Q_p , обеспечивающего расчетные параметры тяги (формула 1).

Следует отметить, что на рис. 1 абстрактно изображены: напорная характеристика насоса при одной постоянной частоте вращения и характеристика сети при одной постоянной скорости хода судна. При изменении частоты вращения рабочего колеса происходит изменение напорной характеристики, её некоторое одновременное смещение по оси абсцисс и ординат. В тоже время характеристика сети при изменении скорости хода преимущественно смещается вдоль оси абсцисс.

Лопастная система (рабочее колесо и спрямляющий аппарат) насоса – ключевой элемент, определяющий его гидравлический КПД и напорную характеристику. Её геометрия напрямую влияет на эффективность работы водометного движителя. Для получения характеристик насоса при заданной геометрии лопастей возможно применять численное моделирование, помимо классических методов расчета. В качестве прототипа была выбрана лопастная система осевого насоса ОД-2, поскольку обладает наибольшим гидравлическим КПД (89%) из ряда других лопастных систем, таких как: ОД-1, ОД-10, ОД-18, разработанных в ЛПИ (СПбПУ), представленных в литературе по проектированию водометных движителей [3, 4, 5].

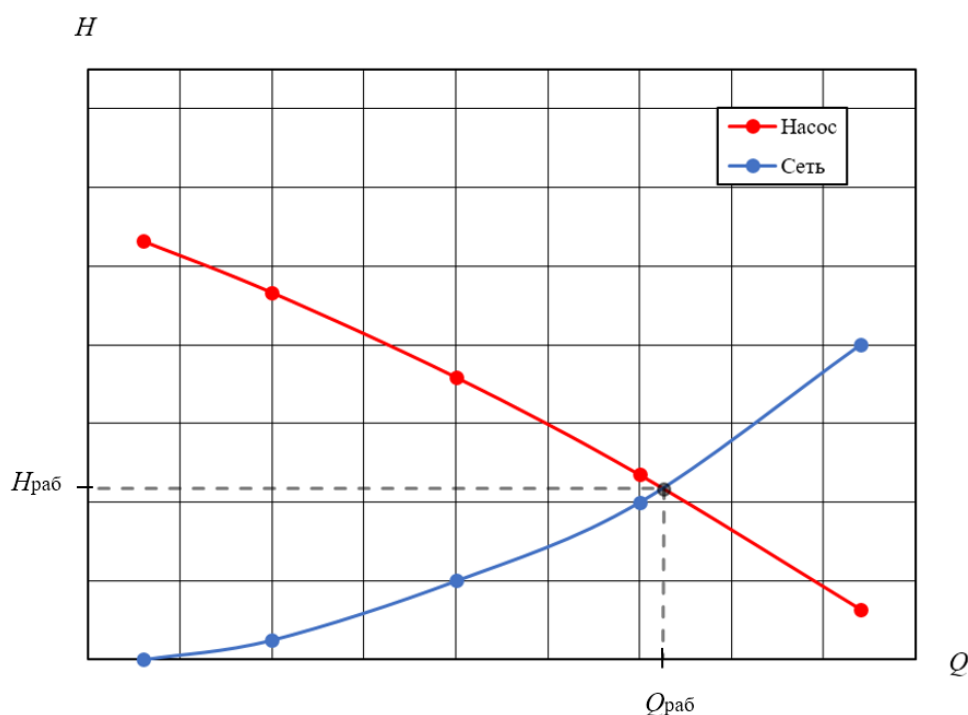


Рис. 1. Совмещение характеристики насоса и сети тракта водометного движителя

Геометрия лопастной системы насоса ОД-2 (рабочее колесо и спрямляющий аппарат) представлены в источниках [3] и [4], как в безразмерном, так и в размерном виде соответственно. Рабочее колесо (рис. 2) имеет число лопастей $z_p = 4$, а число спрямляющих лопаток $z_c = 3$. Отношение диаметра ступицы к диаметру рабочего колеса составляет $d_{ст}/d_{рк} = 0,25$. Геометрические характеристики рабочего колеса и спрямляющего аппарата в безразмерном виде представлены в таблице 1.

Таблица 1

Геометрические характеристики лопастной системы ОД-2

r/R	H/D	b/D	e/b
Рабочее колесо			
0.25	1.19	0.273	0.127
0.3	1.16	0.27	0.124
0.4	1.09	0.264	0.116
0.5	1	0.259	0.105
0.6	0.9	0.253	0.09
0.7	0.81	0.247	0.078
0.8	0.75	0.241	0.063
0.9	0.74	0.236	0.048
1	0.86	0.23	0.036
Спрямляющий аппарат			
0.25	2.5	0.45	0.0516
0.3	3.5	0.45	0.0524
0.4	6	0.45	0.05355

r/R	H/D	b/D	e/b
0.5	9.2	0.45	0.0542
0.6	13	0.45	0.05455
0.7	17.7	0.45	0.0547
0.8	22.3	0.45	0.0548
0.9	26.4	0.45	0.0549
1	30	0.45	0.0549

где r/R – отношение радиуса цилиндрического сечения профиля к радиусу рабочего колеса рабочего колеса. H/D – отношение шага рабочего колеса к его диаметру, b/D – отношение длины хорды лопасти к диаметру рабочего колеса, e/b – отношение максимальной толщины лопасти к длине ее хорды.

На основе безразмерных данных, была построена CAD-модель лопастной системы для диаметра рабочего колеса $D = 350$ мм (рис. 2).

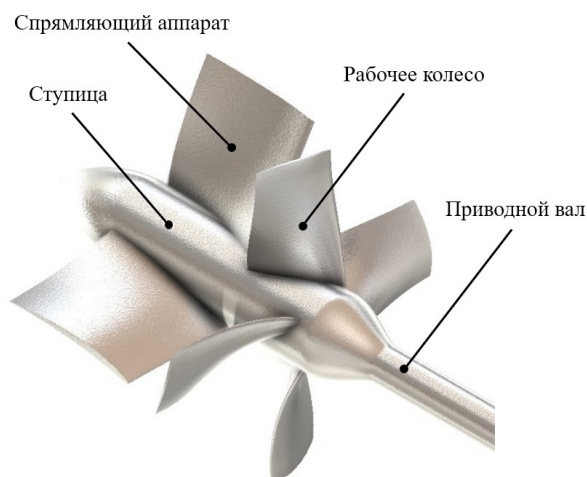


Рис. 2. Лопастная система ОД-2

В целях сокращения требуемых вычислительных ресурсов без существенной потери физической адекватности модели, был применен подход сегментного моделирования. В этом случае в расчетную область включается только один сегмент, содержащий по одной лопасти рабочего колеса и спрямляющего аппарата (рис. 3). Обоснованием такого допущения является то, что рабочее колесо представляет собой периодическую структуру, где характеристики потока в различных сегментах повторяются.

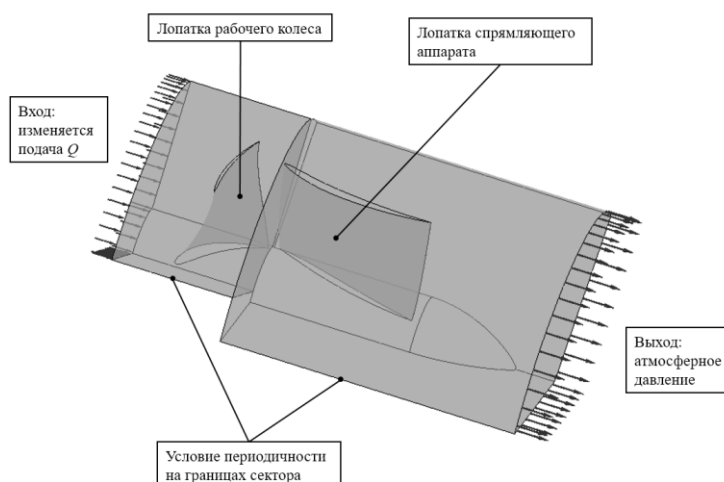


Рис. 3. Сегмент расчетной области

Для дискретизации расчетной области была построена неструктурированная тетраэдральная сетка с использованием призматических слоев вблизи стенок для разрешения пограничного слоя. Особое внимание уделяется качеству сетки (дроблению ячеек) в наиболее значимой для условия схождения расчета, области поверхности лопаток (рис. 4). Для рабочего колеса и спрямляющего аппарата используются призматические слои, количество которых равняется десяти, с минимальной длиной элемента до 0,1 мм, значение y^+ (безразмерное расстояние от центра пристеночной ячейки до стенки) варьируется от 150 до 360 по поверхности лопаток. Для стенок ступицы и стенки трубы (корпуса насоса) количество призматических слоев равно пяти, с максимальной длиной элемента до 15 мм. Общее число расчетных ячеек составляет 1,12 млн.

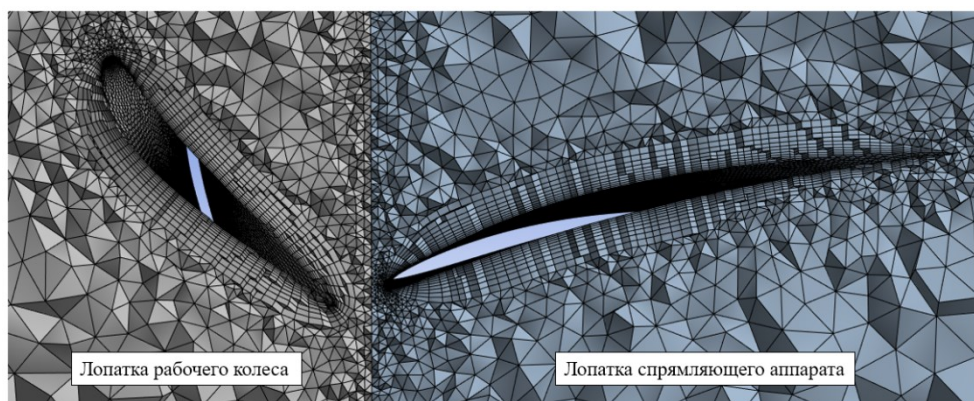


Рис. 4. Расчетная сетка в области корневого сечения лопаток

Численное моделирование гидродинамики потока в насосе производится с помощью метода конечных элементов, решая систему уравнений О. Рейнольдса (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), представляющие собой усредненные по времени уравнения движения вязкой жидкости (уравнения Навье-Стокса). Используется модель турбулентности $k-\epsilon$ с пристеночной функцией [6, 7, 8].

Для расчетной области были заданы следующие граничные условия:

- для *входа* задано условие «Mass-Flow Rate». Значение подачи изменялось от 329 кг/с до 887 кг/с, что соответствует крайним точкам паспортной напорной характеристики насоса ОД-2 при угле поворота лопастей рабочего колеса $\varphi = 0^\circ$ [3, 4]. Интенсивность турбулентности на входе принята равным 5%.
- для *выхода* задано условие «Average Static Pressure» принимается равным 0 Па, что соответствует атмосферному давлению на выходе.
- для *стенок* всех поверхностей задано условие «No Slip Wall». Для поверхности лопаток и ступицы задается шероховатость «Sand Grain Roughness» равной 50 мкм, для всех остальных стенок шероховатость принимается равной 100 мкм. Стенки рабочего колеса и ступицы помечены как вращающиеся (Rotating) с частотой вращения 2000 об/мин. Для стенки корпуса насоса задается условие «Counter Rotating Wall». Стенки спрямляющего аппарата помечены как «Stationary» (неподвижные).
- *периодические границы* заданы на гранях угловых сегментов рабочего колеса и спрямляющего аппарата задан интерфейс с условием «Rotational Periodicity» относительно оси вращения рабочего колеса.
- *интерфейс на границе раздела* между вращающейся (рабочее колесо) и неподвижной (спрямляющий аппарат) областями используется с условием «Stage (Mixing-Plane)». Используется «Specified Pitch Angles» для сектора рабочего колеса равным 90° , а для сектора спрямляющего аппарата 120° .

Постановка задачи – нестационарная, с использованием метода «Transient Blade Row». Данный подход учитывает нестационарное взаимодействие между вращающимися лопатками рабочего колеса и неподвижными лопатками спрямляющего аппарата. Период вращения задан равным $T = 0,03$ с. Временной шаг $t = 0,005$ с. Такое значение обеспечивает разрешение 60° углового перемещения рабочего колеса за один шаг.

Контроль сходимости нестационарного расчета осуществляется по нескольким ключевым критериям: Среднеквадратичные невязки (RMS Residuals) уравнений неразрывности и моментов количества движения принимают значения между уровнями равным $1e-4$ и $1e-5$ (рис. 5). Дисбалансы (Imbalance) принимают значения менее 0,5% (рис. 6). Ключевым критерием выхода на установившийся режим являлась стабилизация (отсутствие значимых периодических колебаний величин) следующих величин: массовая подача Q , крутящий момент на лопатке рабочего колеса M , значение напора H .

Для валидации, получаемых результатов, производится сравнение с паспортными данными лопастной системы ОД-2 [4], оценивается отклонение основных параметров работы в безразмерном виде, таких как: коэффициент напора K_H и КПД η в зависимости коэффициента подачи K_Q , полученных в результате численного моделирования.

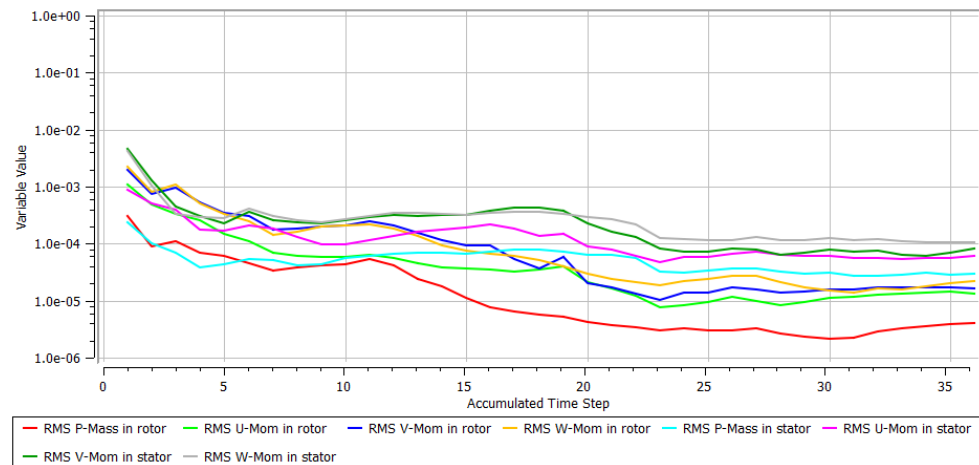


Рис. 5. График сходимости среднеквадратичных невязок

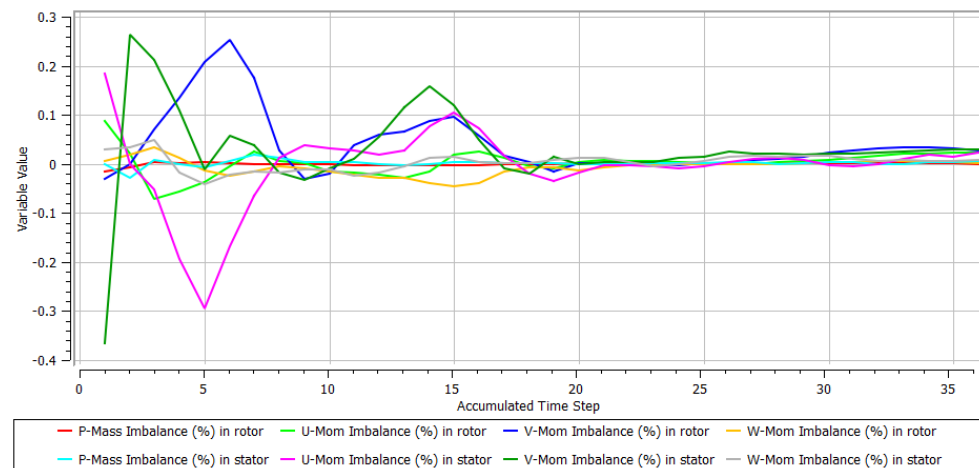


Рис. 6. График сходимости дисбалансов

Результаты

В работе производится сравнение напорной характеристики лопастной системы ОД-2, и её КПД, полученных методом CFD-моделирования, с данными представленными [3, 4]. Зависимость коэффициента напора K_H от коэффициента подачи K_Q представлены на рис. 7 и на рис. 8 представлены зависимости гидравлического КПД η от коэффициента подачи K_Q .

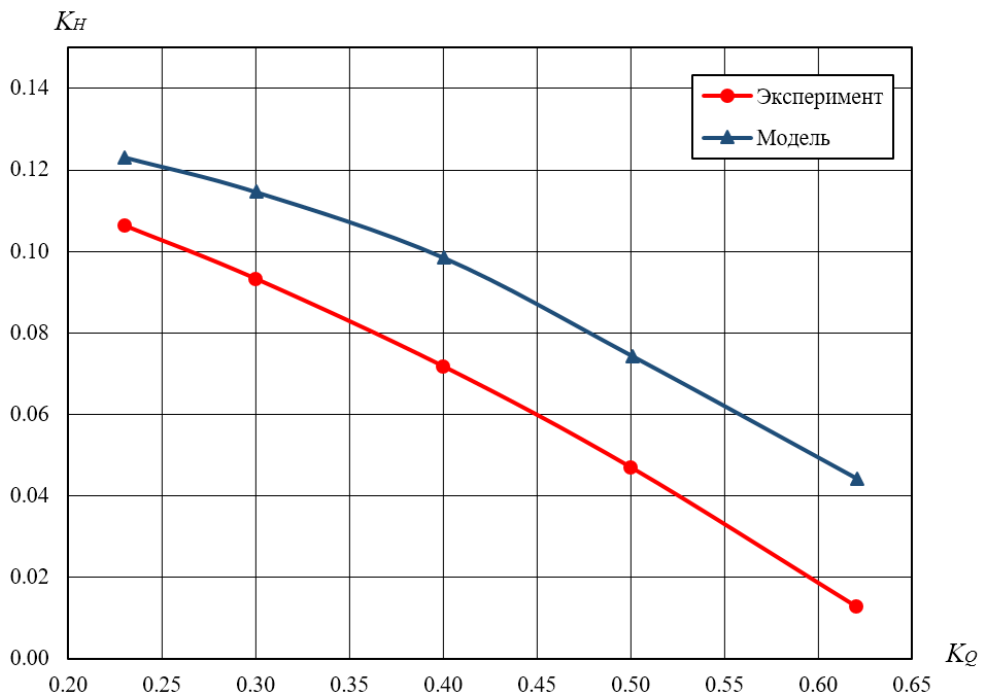


Рис. 7. Напорная характеристика лопастной системы

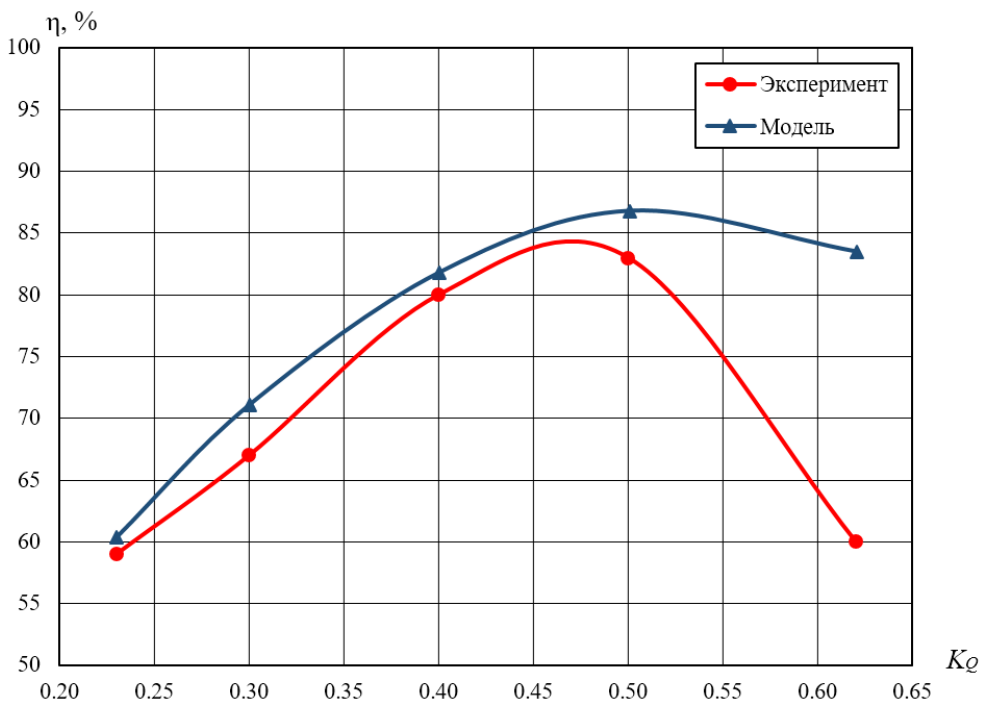


Рис. 8. Зависимость КПД от коэффициента подачи

Результаты CFD-моделирования качественно воспроизводят форму экспериментальных кривых. Расчетный напор при коэффициенте подачи меньше $K_Q = 0,4$, удовлетворительно согласуется с реальными значениями, его расхождение составляет 5-30%. При коэффициенте подачи насоса свыше 0,4, расхождение возрастает, при максимальном значении коэффициента подачи, расчетный напор превышает действительный вплоть до 110% (т.е. расчетное значение более чем в двое выше реального). Это указывает на то, что разработанная и используемая численная модель (RANS с k-ε моделью турбулентности, отсутствие учета кавитации, малая дискретизация сетки) не полностью отражает гидродинамические процессы работы лопастной системы.

Для выявления причин установленных расхождений в характеристиках был проведен анализ распределения давления на лопатках (рис. 9).

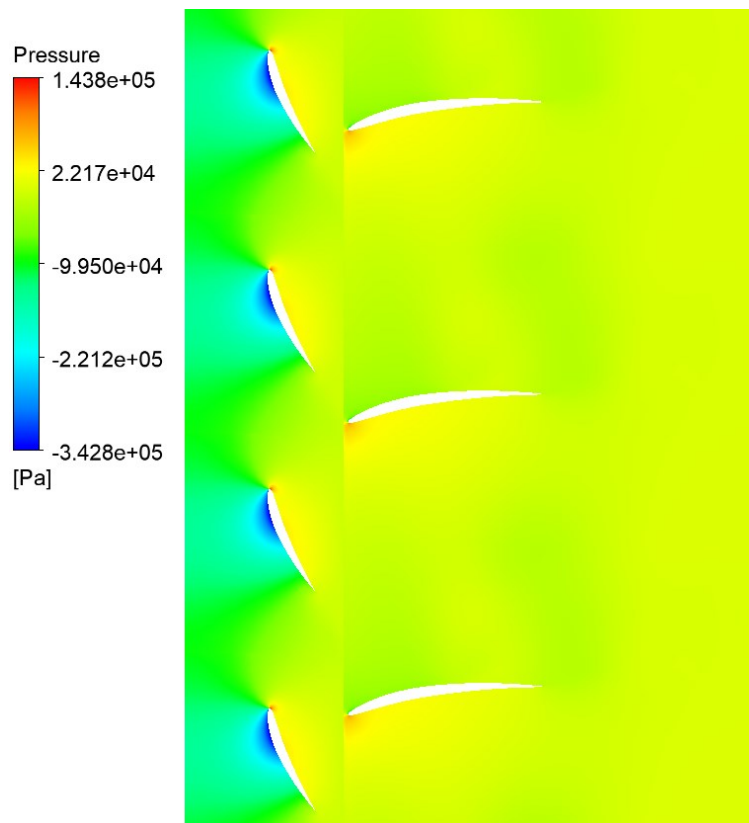


Рис. 9. Распределение статического давления внутри лопастной системы

На рис. 8 изображено распределение статического давления при $K_Q = 0,4$ на относительном радиусе цилиндрического сечения равном 0,5. Рассматривая распределение статического давления около лопаток рабочего колеса, видно, что на всасывающей поверхности значения *меньше* атмосферного на 340 кПа что говорит о недостоверности получаемой физической картины. Очевидно, что существование таких значений – прямое следствие отсутствия учета модели кавитации.

Значительный рост расхождений значений напора и КПД с реальными при высоких значениях коэффициента подачи связан с ограничениями модели, обусловленные располагаемыми вычислительными ресурсами. Данный рост объясняется отсутствием учета образования кавитации и, как следствие,

недостоверность получаемых значений статического давления, из-за которого и происходит завышение расчетных значений напора и КПД. Моделирование кавитации требует больших для данного исследования вычислительных ресурсов. В разработанной модели поток искусственно поддерживается при физически невозможных давлениях, сказываясь на получаемый результат, и это – определяющая причина. Использование сегментной модели, основанной на одной лопатке рабочего колеса и спрямляющего аппарата (вместо полной геометрии) была выбрана для сокращения вычислительных затрат. Такое допущение также могло вносить некоторые неточности протекания потока, что повлияло на расхождение результатов. Ограничение RANS-подхода для решения данной задачи, использование стандартной k-ε модели турбулентности как менее затратной к вычислительным ресурсам. Существуют более совершенные и сложные модели турбулентности, в сравнении с используемой, что также является одним из факторов, влияющих на результат. Влияние заданных граничных условий и погрешности снятия результатов экспериментальных испытаний реального насоса – менее значимые потенциальные факторы.

Обсуждение

Настоящее исследование продемонстрировало как возможности, так и текущие ограничения применения нестационарного CFD-моделирования для получения гидродинамических характеристик осевых лопастных систем. Ключевым результатом является значительное расхождение между расчетным и реальным напором при значениях коэффициента подачи свыше $K_Q = 0,4$ (до 110% по напору), в то время как при меньших коэффициентах подачи расхождение напора находится на уровне 5-30%. Такие расхождения, могут считаться приемлемыми для инженерной практики при проектировании осевых насосов, включая насосы водометных движителей. При малых значениях коэффициентов подачи разработанная численная модель позволяет прогнозировать изменения основных рабочих характеристик и предоставляет информацию о распределении давления, структуре потока в проточной части насоса. Основной причиной роста расхождения напора при высоких значениях коэффициента подачи является неспособность разработанной модели учесть явление кавитации, что привело к получению физически невозможных значений статического давления и, как следствие, к сильному завышению напора и КПД. Этот результат имеет важное практическое следствие: CFD-модели без учета кавитации непригодны для прогнозирования поведения насоса (особенно водометного движителя, чувствительного к кавитации) на режимах, где возможно падение давления ниже давления насыщенных паров жидкости.

Указанные ограничения модели напрямую связаны с принятыми решениями, определяемые располагаемыми вычислительными ресурсами:

- неучет кавитации – это ключевое ограничение, обусловившее расхождение результатов с увеличением подачи. Реализация её влияния в рамках нестационарного расчета требует на порядки больших вычислительных ресурсов (памяти, процессорного времени), чем были доступны.
- использование сегментной модели с одной лопаткой рабочего колеса и спрямляющего аппарата дало значительную экономию ресурсов и позволило провести расчеты на располагаемых вычислительных мощностях. Этот подход мог внести дополнительное, хотя и вторичное по сравнению с кавитацией, влияние на получаемые результаты.
- выбор стандартной k-ε модели был компромиссом между точностью и вычислительной эффективностью. Более сложные модели (T-SST, SAS, LES, DES) потенциально могли бы лучше предсказать развитие зон с

низким давлением и связанные эффекты, но их применение было бы требовало значительно больших вычислительных ресурсов, особенно в сочетании с учетом кавитации.

Приоритетом для будущих исследований, является развитие численной модели за счет учета влияния образования кавитации. Это критически необходимо для расширения возможностей CFD-моделирования во всем диапазоне работы насоса, особенно для водометных движителей, где также влияние кавитации необходимо минимизировать. Для реализации кавитационных моделей необходимо обеспечить значительные вычислительные ресурсы [9, 10].

Несмотря на выявленное значительное ограничение, связанное с ресурсными ограничениями, настоящее исследование подтвердило, что тщательно настроенное численное моделирование является мощным инструментом для анализа и оптимизации гидродинамики осевых насосов на их основных рабочих режимах. Полученные данные и методика представляют практическую ценность для расчета основных параметров насосов водометных движителей. Преодоление ключевого ограничения путем включения кавитационных моделей в будущих работах позволит выйти на путь к созданию более совершенного инструмента для исследования влияния изменения конструкции лопастной системы на ее эффективность работы.

Заключение

В рамках данного исследования было выполнено комплексное численное моделирование гидродинамики осевого насоса ОД-2 с использованием нестационарного подхода и проведена валидация расчетных данных с реальными. Полученная модель качественно передает зависимости напорной характеристики и значений КПД в сравнении с реальными данными работы лопастной системы. Обеспечивает приемлемую для инженерного проектирования точность, получаемое расхождение с экспериментом по напору составляют 15-30% при коэффициентах подачи менее 0,4. Модель применима для проведения качественного анализа гидродинамики потока, изучения влияния геометрии лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата на эффективность работы лопастной системы. Существует количественное расхождение результатов расчетов с реальными данными работы, так с увеличением коэффициента подачи наблюдается рост расхождения напора 110%. Основной причиной является физическая недостоверность модели, связанная с отсутствием учета кавитации. В результате анализа расчетов было выявлено что давление на всасывающей стороне лопаток *меньше* атмосферного на 340 кПа (невозможное значение), что неизбежно вызвало бы интенсивную кавитацию в реальном насосе, резко снижающую его рабочие характеристики. Данное ограничение напрямую обусловлено недостатком вычислительных ресурсов, необходимых для реализации ресурсоемких кавитационных моделей.

Следовательно, использование подобных численных моделей (без учёта кавитации) для прогнозирования характеристик насосов, особенно чувствительных к кавитации водометных движителей недопустимо и может привести к значительным ошибкам проектирования. Для преодоления ключевого ограничения и расширения прогностических возможностей вычислительной гидродинамики, необходимы дальнейшие исследования с обязательным включением кавитационных моделей. Решение перечисленных выше проблем требует использования более производительных вычислительных мощностей.

Работа подтверждает, что численное моделирование в совокупности с подтверждением результатов расчетов на эмпирических данных является мощным инструментом, способным качественно отразить аспекты работы гидродинамических устройств, который способен сопровождать основные этапы проектирования осевых насосов и водометных движителей. Методика исследования и полученные данные

вносят вклад в развитие средств вычислительной гидродинамики для расчета и проектирования лопастных систем.

Список литературы

1. Шишов Е.С. Результаты испытаний модели водометного движителя грузового катера // Научные проблемы водного транспорта. 2025. №82 (1). С. 124-134. URL: <http://journal.vsuwt.ru/index.php/jwt/article/view/571/461>. (дата обращения 22.06.2025).
2. Шишов Е.С. Экспериментальный стенд для исследования масштабных моделей водометных движителей / Е.С. Шишов, С.Н. Зеленев // Транспортные системы. 2024. №2(32). С. 18-23. URL: <https://transport-systems.ru/index.php/arkhiv/49-2024/51-2-2024-g/173-2024-02-3>. (дата обращения 22.06.2025).
3. Анчиков С.Л. Водометные движители. Вопросы проектирования. СПб.: «Реноме» 2021. 252 С.
4. Папир А.Н. Водометные движители малых судов. Л.: Судостроение, 1970. 256 С.
5. Куликов, С.В. Водометные движители (теория и расчет) / С.В. Куликов, М.Ф. Храмкин. Л.: Судостроение, 1980. – 312 с.
6. Жидков А.В., Любимов А.К. Вычислительная гидродинамика. Математические модели жидкостей и газов: учебно-методическое пособие. Н.Новгород: ННГУ им. Н.И. Лобачевского. 2021. 42 С.
7. Гарбарук А. В. Современные подходы к моделированию турбулентности: учеб. пособие / А. В. Гарбарук [и др.]. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2016. 234 С.
8. Белов И.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев, СПб: Балт. гос. техн. ун-т. 2001. 108 С.
9. Ivanov E.A. Technique for axial pump characteristics predicting in CFD package OpenFOAM. AIP Conference Proceedings. 2019. DOI:10.1063/1.5122113 URL: https://www.researchgate.net/publication/335478425_Technique_for_axial_pump_characteristics_predicting_in_CFD_package_OpenFOAM. (дата обращения 22.06.2025).
10. Козелков А.С. Исследование потенциала суперкомпьютеров для масштабируемого численного моделирования задач гидродинамики в промышленных приложениях / А.С. Козелков, В.В. Курулин, С.В. Лашкин, Р.М. Шагалиев, А.В. Ялозо // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2016. Т. 56. № 8. С. 1524-1535.

References

1. Shishov E.S. Results of testing the model of the water-jet propulsor of a cargo boat / Shishov E.S., Zelenov S.N. // Scientific problems of water transport. 2025. №82 (1). P. 124-134. (in Russ). <http://journal.vsuwt.ru/index.php/jwt/article/view/571/461>.
2. Shishov E.S. Experimental test bench for the research of scale models of waterjets / Shishov E.S., Zelenov S.N. // Scientific problems of water transport. 2024. №2(32). P. 18-23. (in Russ). <https://transport-systems.ru/index.php/arkhiv/49-2024/51-2-2024-g/173-2024-02-3>.
3. Anchikov S.L. Waterjet propulsors. Design issues. St. Petersburg: «Renome». 2021. 252 P. (in Russ).
4. Papir A.N. Waterjet propulsion of small vessels. Leningrad: «Sudostroenie». 1970. 256 P. (in Russ).
5. Kulikov, S.V. Waterjets (theory and calculation) / S.V. Kulikov, M.F. Khramkin. Leningrad: «Sudostroenie». 1980. 312 P. (in Russ).
6. Zhidkov A.V., Lyubimov A.K. Computational fluid dynamics. Mathematical models of liquids and gases: a tutorial. N. Novgorod: Lobachevsky State University of Nizhny Novgorod. 2021. 42 P. (in Russ).
7. Garbaruk A.V. Modern approaches to turbulence modeling: textbook. manual / A.V. Garbaruk [et al.]. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic Institute. University. 2016. 234 P. (in Russ).
8. Belov I.A. Modeling of turbulent flows: A textbook / I.A. Belov, S.A. Isaev, St. Petersburg: Baltic State Technical University. Univ. 2001. 108 P. (in Russ).
9. Ivanov E.A. Technique for axial pump characteristics predicting in CFD package OpenFOAM. AIP Conference Proceedings. 2019. https://www.researchgate.net/publication/335478425_Technique_for_axial_pump_characteristics_predicting_in_CFD_package_OpenFOAM.

10. Kozelkov A.S. Investigation of the potential of supercomputers for scalable numerical modeling of hydrodynamic problems in industrial applications / A.S. Kozelkov, V.V. Kurulin, S.V. Lashkin, R.M. Shagaliev, A.V. Yaloso // Journal of Computational Mathematics and Mathematical Physics. 2016. Vol. 56. № 8. P. 1524-1535.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Шишов Егор Сергеевич, аспирант,
Нижегородский государственный
технический университет им. Р.Е. Алексеева
(ФГБОУ ВО НГТУ им. Р.Е. Алексеева),
603155, г. Нижний Новгород, ул. Минина,
24, email: egor370mv@gmail.com

Egor S. Shishov, postgraduate student, Nizhny
Novgorod State Technical University n.a. R.E.
Alekseev (NSTU n.a. R.E. Alekseev), Minina,
24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian
Federation, e-mail: egor370mv@gmail.com

Зеленов Сергей Николаевич, к.т.н., доцент
кафедры энергетические установки и
тепловые двигатели, Нижегородский
государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева (ФГБОУ ВО «НГТУ им.
Р.Е. Алексеева»), 603155, г. Нижний
Новгород, ул. Минина, 24, email:
zelenov.52@yandex.ru

Sergey N. Zelenov, Ph.D. (eng), Associate
Professor of the Power Plants and Heat
Engines, Nizhny Novgorod State Technical
University n.a. R.E. Alekseev (NSTU n.a. R.E.
Alekseev), Minina, 24, Nizhny Novgorod,
603155, Russian Federation, e-mail:
zelenov.52@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 08.07.2025; опубликована онлайн 20.09.2025.
Received 08.07.2025; published online 20.09.2025.