электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 629.5.03

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ГЛИССИРУЮЩИХ КАТЕРОВ С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В ANSYS CFX

Абдулин А. Я., *аспирант*
Россия, 450000, г. Уфа, ФГБОУ ВПО УГАТУ,
кафедра «Прикладная гидромеханика»

Научный руководитель: Месропян А. В., д.т.н., профессор
Россия, 450000, г. Уфа, ФГБОУ ВПО УГАТУ
avia112@mail.ru

Введение

Водометные движители (ВД) получают широкое применение в качестве движителей на современных судах различных типов, однако проектирование ВД с помощью существующих инженерных методик не обеспечивает высокой точности расчета и требует большого количества доводочных испытаний. Для сокращения объемов доводочных испытаний ВД и разработки современной методики проектирования целесообразно применять математическое моделирование рабочего процесса.

Рабочий процесс ВД представляет собой течение трехмерного вязкого турбулентного потока в профилированных каналах сложной геометрии с выбросом рабочей жидкости в неограниченное пространство и характеризуется наличием зон кавитации, взаимодействием газовой и жидкой фазы, отрывом потока от стенок проточной части, радиальными перетечками на рабочем колесе (РК).

Результаты моделирования рабочего процесса ВД необходимы для разработки экспериментального стенда, а также могут быть полезны конструкторам и исследователям в области судостроения и лопастных гидронасосов.

1 Описание объекта исследований

В качестве объекта исследований выбран ВД с осевым насосом, входным участком статического напора и выбросом реактивной струи в воздух [1]. Схема расположения ВД на глиссирующем катере, с указанием основных расчетных сечений представлена на рис. 1.

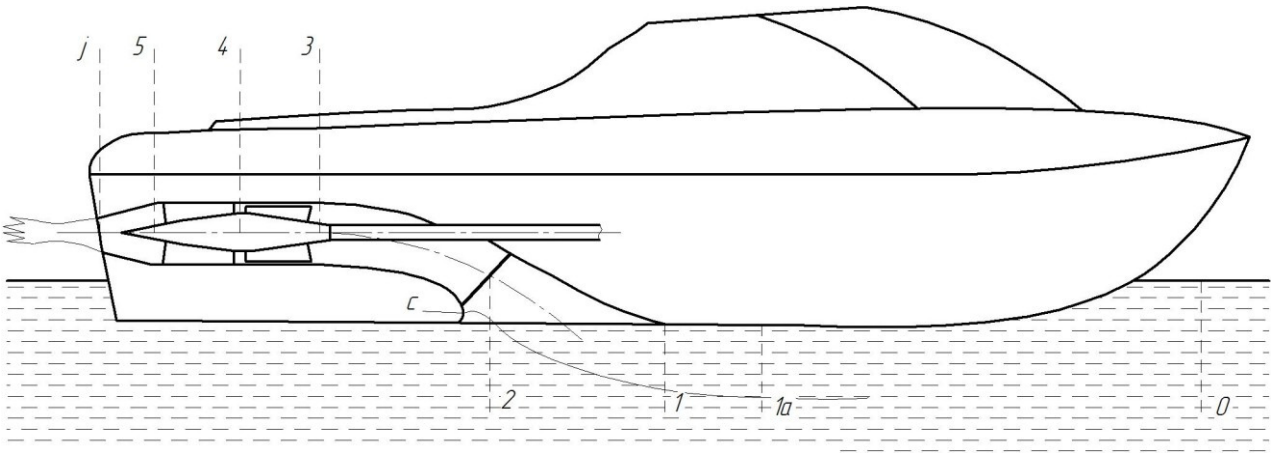


Рис. 1. Схема расположения водометного движителя на катере:
0 – сечение невозмущенного потока; *1a* – сечение, расположенное на расстоянии одного диаметра импеллера от водозаборника; *1* – сечение, где начинает формироваться радиус входной кромки водозаборника; *2* – «горло» водовода; *3* – сечение перед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

Для данной схемы ВД разрабатывается математическая модель рабочего процесса, с помощью которой рассчитываются характеристики ВД глиссирующего катера на скоростных и швартовых режимах работы.

2 Математическая модель рабочего процесса ВД

Исходными параметрами для расчета гидродинамических процессов, определяющих рабочий цикл водометного движителя, являются параметры окружающей среды (давление p_0 и температура T_0), свойства жидкости (плотность ρ и вязкость μ), геометрические размеры проточной части ВД, режимные параметры рабочего процесса ВД (частота вращения рабочего колеса – n, скорость движения катера $V_к$, располагаемая мощность энергетической установки $N_р$).

Расчетными параметрами рабочего процесса ВД являются зависимости напора H и КПД от подачи Q рабочего колеса при различных частотах вращения n во всем диапазоне скоростей катера $V_к$. Конечными результатами расчета рабочего процесса ВД являются тяга P, скорость истечения жидкости из сопла V_j и потребляемая мощность рабочего колеса $N_п$.

Моделирование рабочего процесса ВД проводится с учетом следующих допущений:

- жидкость предполагается несжимаемой;
- используется модель турбулентности k-ε [2];
- рабочее колесо моделируется в режиме Frozen Rotor [3];

- используется осредненная по числу Рейнольдса система уравнений Навье-Стокса [4,5];

- температура жидкости в каждом отдельном варианте моделирования предполагается постоянной;

- для моделирования образования и схлопывания пузырьков пара используется динамическая модель кавитации Релея-Плессета [6, 7];

- 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.

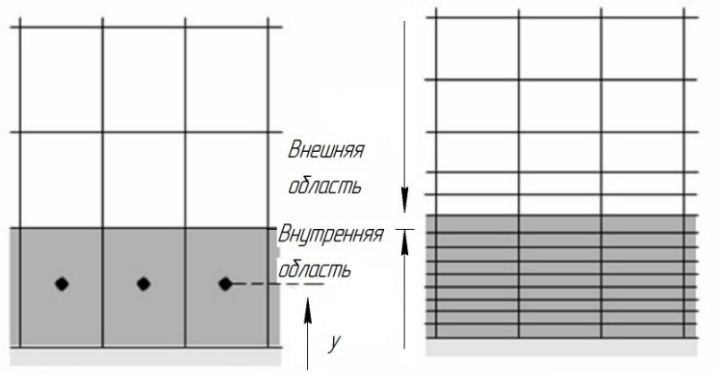
При моделировании турбулентности и кавитационного массопереноса необходимо уделять особое внимание применению соответствующих моделей. Если имеется определенная геометрическая модель, граничные и начальные условия, то результат решения задачи будет зависеть от заложенной системы уравнений. При этом уравнения неразрывности, Навье-Стокса, теплопроводности являются вполне определенными и общими для большинства задач, а замыкающие систему уравнения, такие как модели турбулентности, кавитационного массопереноса, свойств рабочего тела являются уникальными для каждого конкретного класса задач. Следовательно, особое внимание должно уделяться настройке и верификации таких моделей на основе данных натурных экспериментов или теоретических зависимостей.

В упрощенной постановке моделирования, когда поле скоростей и давлений перед рабочим колесом ВД принимается равномерным, а обтекание лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата происходит при малых углах атаки и без учета радиальных перетечек в рабочем колесе, целесообразно использовать модель турбулентности k-ε.

Данная модель турбулентности позволяет получать точные и устойчивые решения, экономить расчетное время и суммарное количество расчетных ячеек за счет использования пристеночных функций.

Пристеночные функции позволяют задавать пограничный слой одной ячейкой, как показано на рис. 2, однако турбулентные пристеночные профили имеют ограниченное применение, и для различных задач необходимо разрабатывать соответствующие пристеночные функции.

В общей постановке задачи поле скоростей и давлений перед рабочим колесом ВД неравномерно и на стенках водовода, лопатках рабочего колесаи спрямляющего аппарата, в зависимости от режима работы ВД, может происходить отрыв потока. В таком случае для моделирования турбулентности используется SST-модель. Основное преимущество SST-модели – получение турбулентных профилей скорости за счет разрешения пограничного слоя вблизи стенки.



а) *б)*

Рис. 2. Моделирование течения в пограничном слое:
а – модель пристеночной функции; *б* – двухслойные (низкорейнольдсовые) модели

Таким образом, в зависимости от режима течения в ВД рекомендуется применять *k*-ε или SST-модели турбулентности.

Сформированная математическая модель используется для анализа течений в проточной части ВД с использованием методов численного моделирования задач гидрогазодинамики, реализованных в программном комплексе ANSYS CFX.

3 Формирование имитационной модели рабочего процесса водометного движителя

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

- располагаемая мощность энергетической установки $N_р$ – 103 кВт (140 л. с.);
- частота вращения приводного вала при максимальной мощности n – 5500 об/мин;
- потребная скорость движения катера $V_к$ – 20 м/с;
- потребная тяга ВД при заданной скорости движения P – 2700 Н.

В результате проектирования получены две геометрии РК ВД: шаг рабочего колеса – постоянный S = 180 мм, осе-переменный, S = 140…220 мм; диаметр выходного сечения сопла d_j = 130 мм; наружный диаметр рабочего колеса $D_н$ = 200 мм.

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 700000, для РК – 550000, для спрямляющего аппарата – 850000.

Формирование имитационной модели рабочего процесса проводится в модуле CFX-Pre, – задаются внешние параметры задачи, накладываются граничные условия, настраиваются модель турбулентности и кавитационного массопереноса, создаются взаимодействия между областями ротор-статор, задается вращение твердых стенок в роторной части, вводятся начальные условия, а также задаются параметры решателя, такие как шаг по времени, критерий сходимости решения и другие дополнительные опции.

Пример имитационной модели для расчета характеристик водометных движителей приведен на рис. 3.

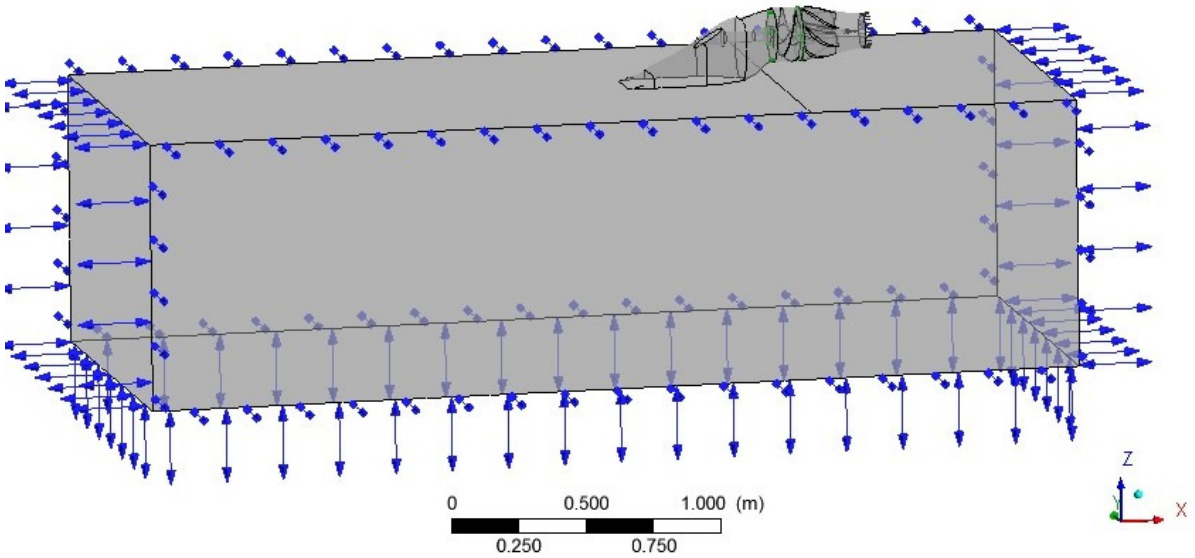


Рис. 3. Имитационная модель для расчета характеристик водометного движителя на швартовых режимах

Внешними параметрами модели являются атмосферное давление p_0 = 101325 Па и температура окружающей среды T_0 = 278 К.

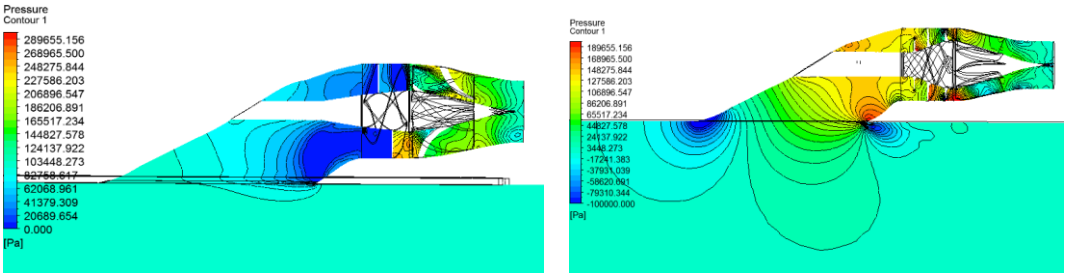
4 Анализ результатов численного моделирования

Для оценки эффективности рабочего процесса необходимо количественно рассчитать параметры эффективности рабочего процесса по результатам моделирования. Количественному анализу рабочего процесса предшествует качественный анализ, при этом оцениваются распределение давлений и скоростей в основных сечениях проточной части ВД, линий тока, засасываемых ВД, расположение и объем кавитационных каверн. Качественный анализ позволяет определить наличие отрывов потока от стенок, нежелательные локальные зоны малых давлений, циркуляционные зоны, остаточную

закрутку потока, углы атаки и отставания на лопастях, при этом дается заключение только о тенденциях изменения характеристик ВД – «лучше» или «хуже», «больше» или «меньше», «увеличивается» или «уменьшается» и т.п.

4.1 Качественный анализ рабочего процесса водометного движителя

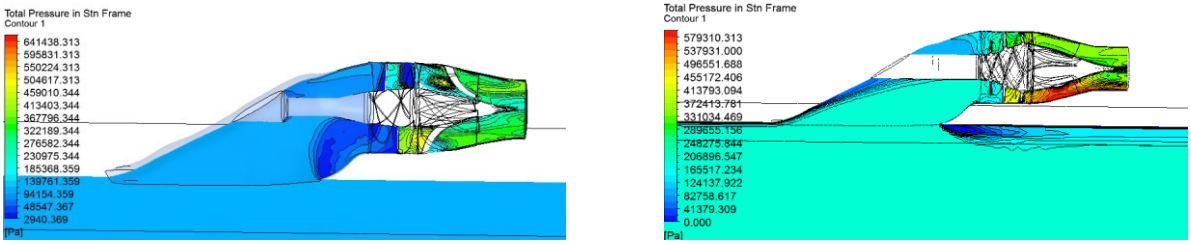
На рис. 4 – 6 приведены распределения статического давления, полного давления и скорости в продольной плоскости ВД.



а) *б*)

Рис. 4. Распределение статического давления в продольной плоскости водометного движителя (n = 5500 об/мин):
а – швартовый режим; *б* – скоростной режим ($V_к$ = 20 м/с)

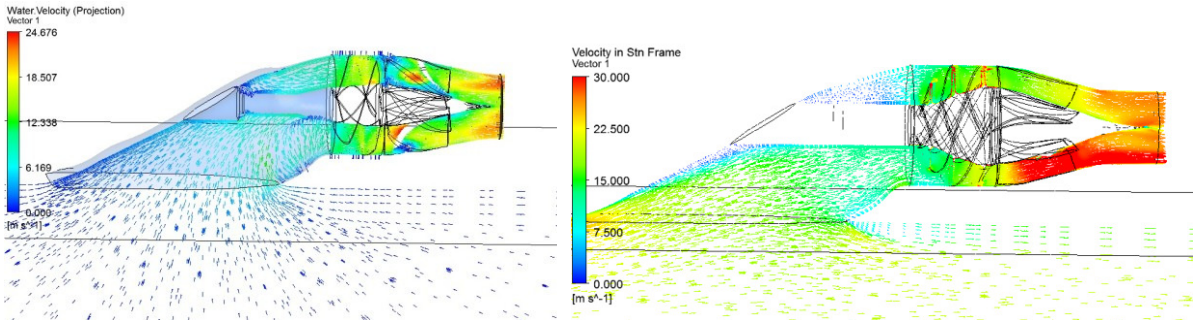
На швартовом режиме, на нижней поверхности водовода имеет место область с низким статическим (рис. 4, *а*) и полным (рис. 5, *а*) давлением, что является причиной кавитации при режимах ускорении судна. В данной области образуется застойная зона (рис. 6, *а*), которая вносит существенные потери полного давления и искажает поток в водоводе, что приводит к неравномерности поля скоростей и давлений перед РК.



а) *б*)

Рис. 5. Распределение полного давления в продольной плоскости водометного движителя (n = 5500 об/мин):
а – швартовый режим; *б* – скоростной режим, ($V_к$ = 20 м/с)

При скоростных режимах статическое давление в проточной части ВД больше давления насыщенных паров (рис. 4, *б*), поэтому на крейсерском режиме движения судна кавитация в проточной части ВД не появляется. При этом в области входных кромок водовода имеют место зоны с низким статическим давлением (рис. 4, *б*) где возможна кавитация, однако она локализована в днище судна и не влияет на рабочий процесс ВД.

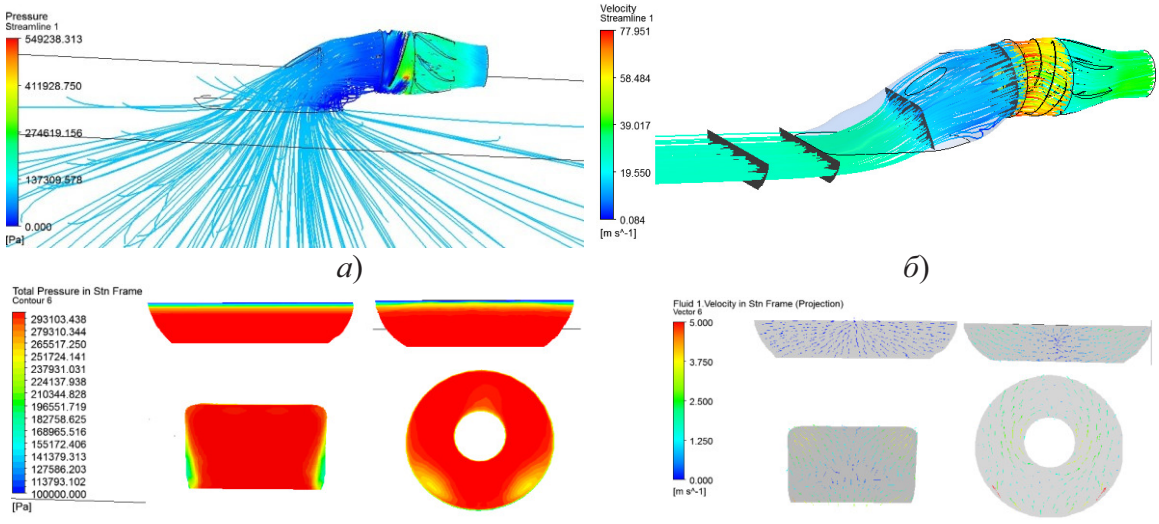


а) *б*)

Рис. 6. Распределение векторов скорости в продольной плоскости водометного движителя (n = 5500 об/мин):
а – швартовый режим; *б* – скоростной режим, ($V_к$ =20 м/с)

Отрыв потока в водоводе на швартовых и скоростных режимах происходит по различным причинам: на швартовом режиме поток отрывается и образует циркуляционную зону на нижней поверхности водовода (рис. 6, *а*), а на скоростном режиме поток отрывается от верхней поверхности водовода и от кромок водозаборника (рис. 6, *б*). Таким образом, при профилировании водовода необходимо учитывать два режима работы ВД и находить компромиссное геометрическое решение.

Для качественной оценки неравномерности поля скоростей и давлений перед рабочим колесом, а также потерь давления в водоводе, необходимо провести анализ изменения давления и скорости вдоль линий тока. На швартовом (рис. 7, *а*) и скоростном (рис. 7, *в–г*) режиме характер распределения линий тока и неравномерности существенно различается и не всегда представляется возможным оценить изменение давления вдоль линий тока.

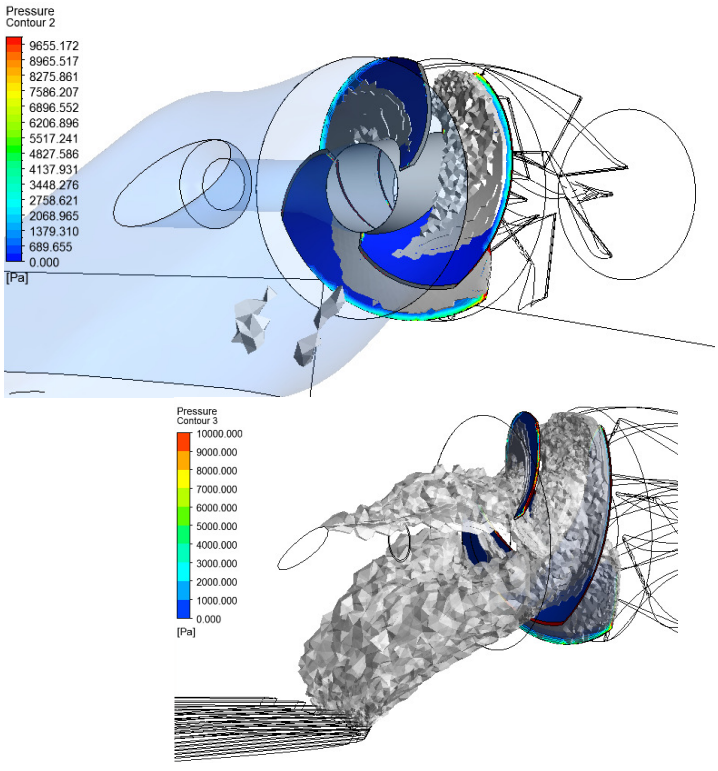


а) *б*)

в) *г*)

Рис. 7. Распределение давлений и скоростей в различных сечениях засасываемой струи (n = 5500 об/мин):
а – швартовый режим; *б–г* – скоростной режим ($V_к$ = 20 м/с *);*
б – линии тока, засасываемые в водовод; *в* – поля давления в различных сечениях засасываемой струи; *г* – поля скоростей в различных сечениях засасываемой струи

Для оценки зон кавитации, необходимо построить распределение давления по лопастям рабочего колеса и распределение объемной доли пара в проточной части ВД. На рис. 8 приведено распределение статического давления на засасывающей стороне лопастей и объемная доля пара при швартовом режиме работы ВД. По результатам расчета установлено, что около 80% хорды лопасти занимает кавитационная каверна (рис. 8, *а*), которая вносит существенные искажения в работу насоса. Для устранения такой кавитационной каверны рекомендуется применять шнекоосевую геометрию РК. Возникновение кавитации в водоводе объясняется высокими скоростями потока в зауженных сечениях водовода (рис. 8, *б*). Для устранения кавитации в водоводе рекомендуется зажимать сопло и применять РК с меньшими значениями подачи и более высоким напором.



а) *б*)

Рис. 8. Распределение давления и объемной доли пара на засасывающей стороне лопастей РК и стенках водовода для различной геометрии водоводов (*а*, *б*) (n = 5500 об/мин, T = 278 К)

Формирование неравномерности поля скоростей и давлений обуславливается влиянием пограничного слоя на днище судна, поворота потока в водоводе, косого обтекания статического кожуха вала и локальных изменений геометрии водовода (рис. 9 *а*, *б*).

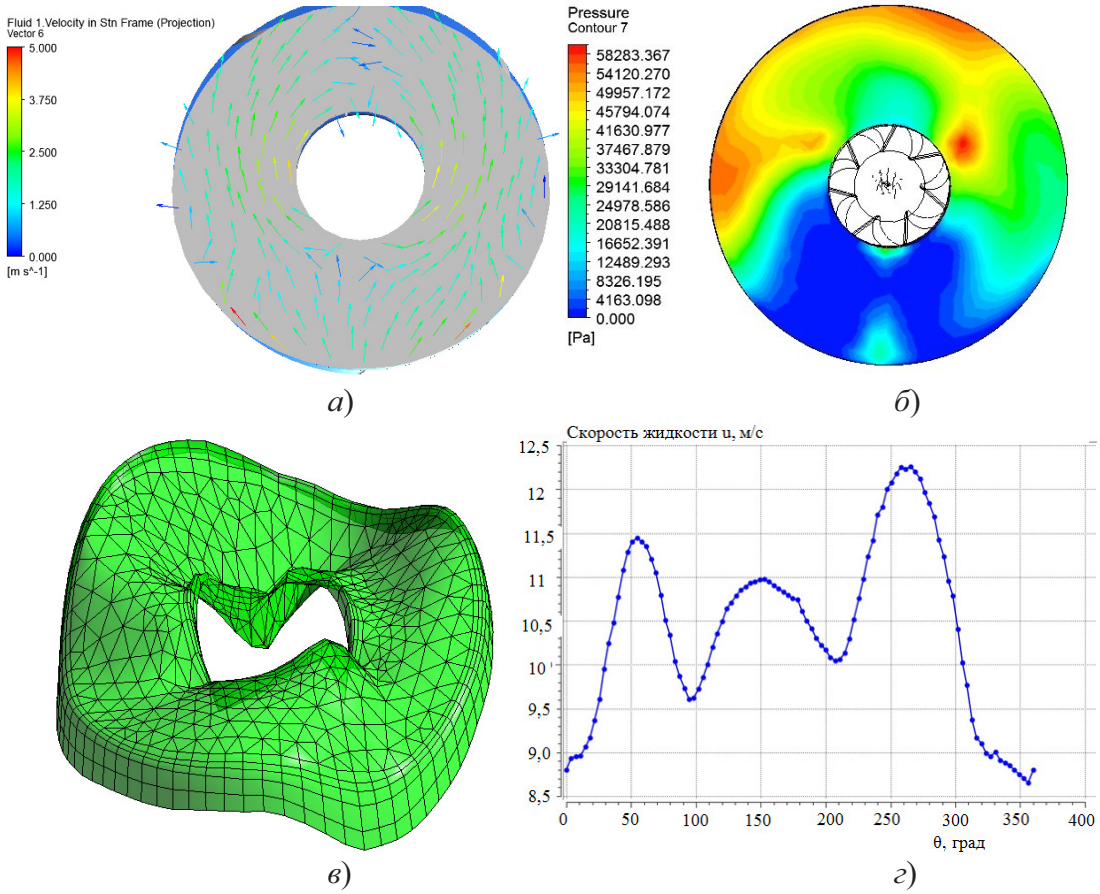
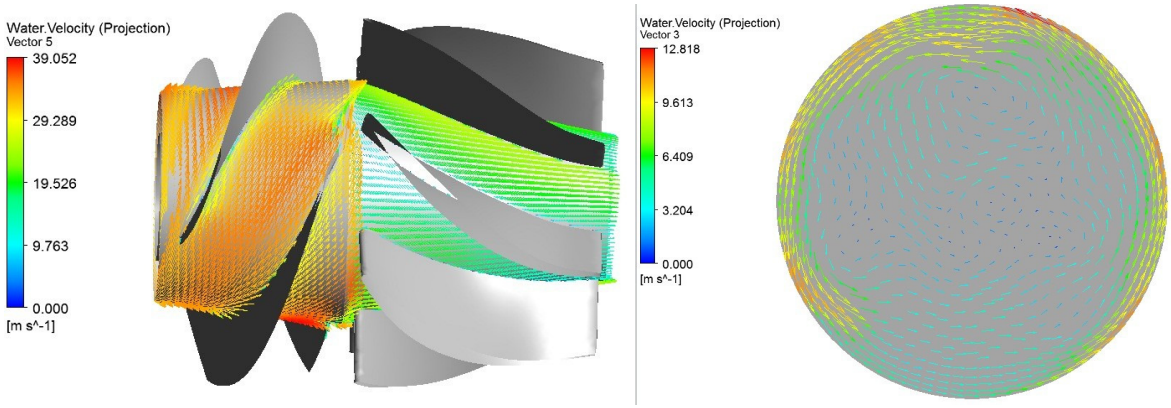


Рис. 9. Распределение скорости (*а, в, г*) и давления жидкости (*б*) перед рабочим колесом

Результирующие поля неравномерности скоростей и давлений перед РК, рассчитанные на скоростном режиме приведены на рис. 9 *в*, *г.* Неравномерность поля скоростей оценивается по распределениям касательной компоненты скорости по сечению перед РК (рис. 9, *а*), статического давления (рис. 9, *б*), трехмерной эпюры поля скоростей (рис. 9, *в*) и скорости по окружности на различных радиусах (рис. 9, *г)*. Как показали результаты расчетов, неравномерность поля скоростей перед рабочим колесом на швартовом режиме достигает 40%, что может приводить к вибрациям лопастей, кавитации и в целом снижает КПД лопастной системы.

Для оценки углов атаки и отставания на лопастях рабочего колеса и спрямляющего аппарата необходимо проверять векторное поле скоростей в межлопаточных каналах (рис. 10) на наличие отрывов потока от стенок лопастей и отставания потока.



а) *б*)

Рис. 10. Векторное поле скоростей в межлопаточных каналах РК и СА (*а*) и на выходе из сопла (*б*)

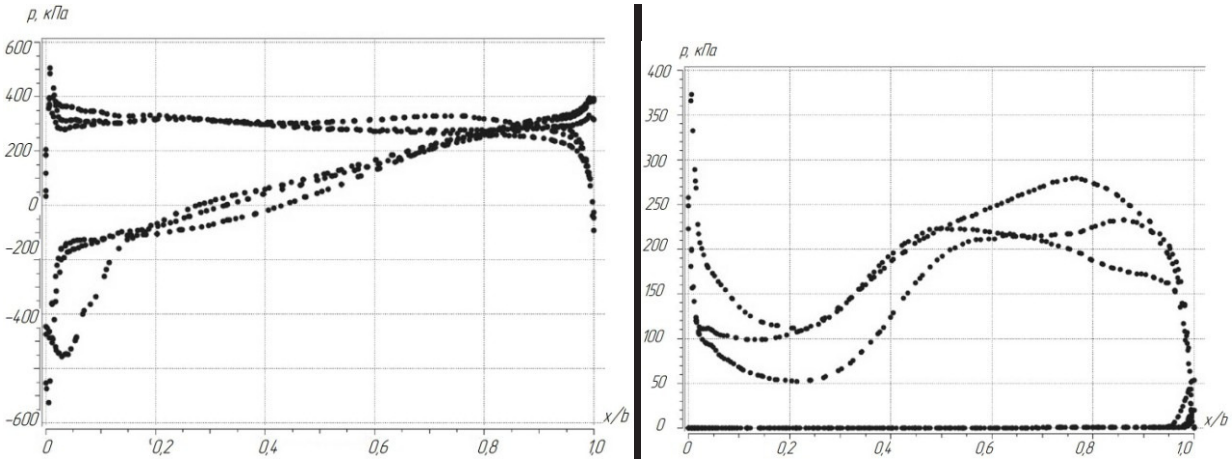
Так, например, для рассматриваемого варианта геометрии ВД установлено, что на выходе из сопла имеется остаточная закрутка потока (рис. 10, *б*), которая снижает осевую компоненту скорости и полезную тягу на 2…4%, вследствие отставания потока от спинки лопаток спрямляющего аппарата. Для устранения отставания потока необходимо увеличивать выходной угол лопаток спрямляющего аппарата на 1…1,5° против направления вращения рабочего колеса.

4.2 Количественный анализ рабочего процесса водометного движителя

Подробное исследование неравномерности обтекания лопастей рабочего колеса можно провести с использованием графиков распределения давления по спинке и корыту лопатки, скорости потока в окружном и радиальном направлениях за рабочим колесом.

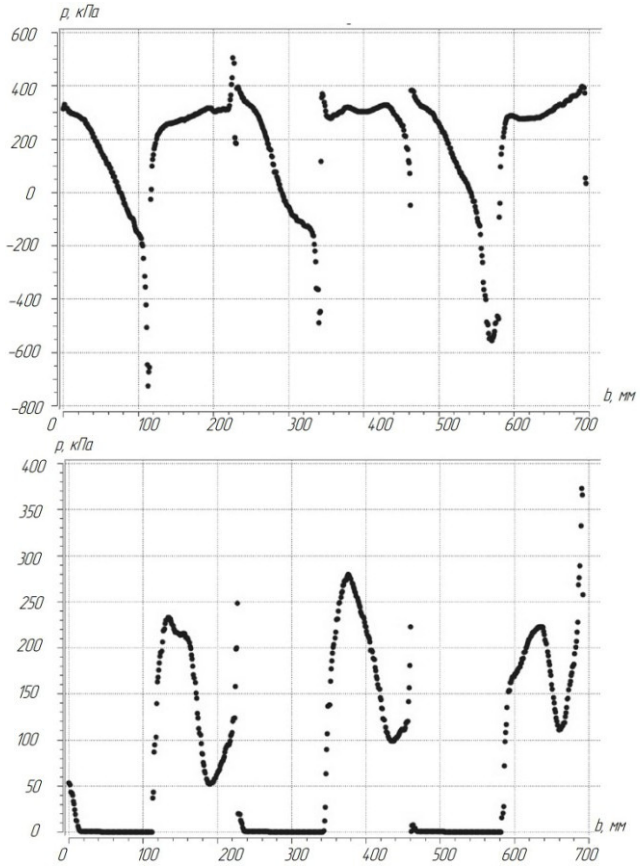
На рис. 11, 12 показано распределение давления по спинке и корыту лопасти для двух вариантов расчета – без учета кавитации – первое приближение (*а*) и с учетом кавитации (*б*).

Как видно из рис. 11 (*а*), часть спинки лопасти находится в зоне отрицательных значений статического давления, что не является физически правдоподобным. Однако в ходе обработки результатов было установлено, что область отрицательных давлений на спинке крыла не влияет на результаты вычисления интегральных параметров ВД, а вносит лишь неясность в картину распределения давления по лопастям рабочего колеса.



а) *б*)

Рис. 11. Распределение статического давления по спинке и корыту лопасти РК:
а – расчет без учета кавитации; *б* – расчет с учетом кавитации



а) *б*)

Рис. 12. Распределение статического давления по спинке и корыту трех лопастей РК:
а – расчет без учета кавитации; *б* – расчет с учетом кавитации

Результаты расчета рабочего процесса ВД без учета кавитации являются начальными условиями для расчета кавитирующего течения. По рис. 11, *б* видно, что учет кавитации позволяет исключить область отрицательных давлений на лопасти рабочего колеса и, при этом, давление в кавитационной каверне практически постоянно (p_i = const), что соответствует основным закономерностям реальных течений.

На рис. 12 показано распределение давления по лопастям рабочего колеса для этого же расчета, но уже для трех лопастей рабочего колеса. Установлено, что каждая лопасть РК загружена по-разному (отклонение от среднего значения до 30% по осевой силе), вследствие чего могут возникать вибрации и нежелательный шум.

На рис. 13 показано распределение статического давления за РК по окружному направлению на различных радиусах.

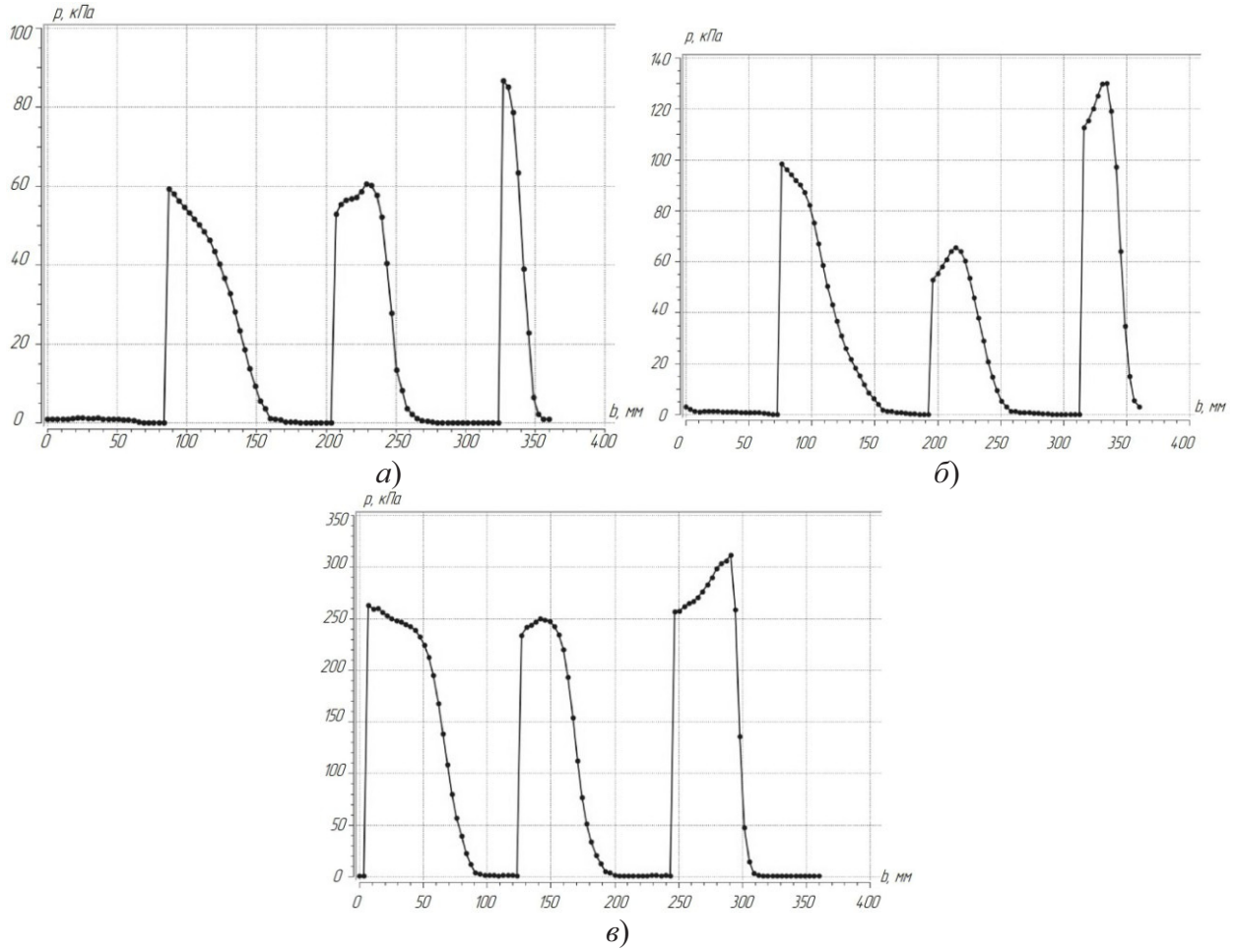


Рис. 13. Распределение статического давления по окружности за РК:
а – r_i/r = 0,1; *б* – r_i/r = 0,5; *в* – r_i/r = 0,9

С увеличением радиуса окружности увеличивается давление на соответствующей трубке тока за Р (рис. 13) и, следовательно, увеличивается загрузка лопасти по высоте. Для выравнивания загрузки лопасти по высоте при профилировании может быть применен закон постоянства циркуляции $c_u \cdot r$ = const, что позволит увеличить КПД рабочего колеса и снизить неравномерность поля скоростей и давлений за рабочим колесом.

Заключение

Разработана математическая модель течения трехмерного вязкого двухфазного турбулентного потока в сложных профилированных каналах водометных движителей

изменяемой геометрии с учетом неравномерности полей скоростей и давлений, влияния наличия и объема газовой фазы. Полученные результаты моделирования отражают реальный характер течения в водометных движителях, что подтверждается работами российских и зарубежных авторов [3, 4, 6, 7].

Результаты численного моделирования могут быть использованы для выработки практических рекомендаций конструкторами и исследователями в области судостроения и лопастных гидронасосов. В частности, по результатам моделирования можно проводить оценку неравномерности полей скоростей и давлений, дисбаланса усилий на лопастях, уровня шума и т.д.

В дальнейшем развитии данного исследования предполагается провести натурные испытания ВД на глиссирующем катере. Полученные результаты данного численного моделирования будут использованы для разработки экспериментального стенда.

Список литературы

1. Абдулин А. Я. К вопросу о выборе эффективного движителя высокоскоростного катера // Сборник трудов 8-й Всероссийской зимней школы-семинара аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы науки и техники», УГАТУ, Уфа, 2013. Т.2. С. 4–8.
2. Харитонов В. Ф. Проектирование камер сгорания: учеб. пособие / В. Ф. Харитонов. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 138 с.
3. Абдулин А. Я., Месропян А.В. Особенности численного моделирования рабочего процесса водометных движителей // Вестник УГАТУ, Уфа, 2013. Т.17, №3 (55). – С. 61–68.
4. Norbert Willem Herman Bulten. Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System. Eindhoven, 2006. – 200 p.
5. Абрамович Г. Н**.** Прикладная газовая динамика: учеб. руководство для втузов: в 2-х ч. / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – Ч. 1, 5-е изд., перераб и доп. – 600 с., ил.
6. Абдулин А. Я. Моделирование кавитирующего течения в водометном движителе // Молодежный вестник УГАТУ, Уфа, 2013. №3 (8). – С. 74–84.
7. Mahesh M. Athavale, H. Y. Li, Yu Jiang, Ashok K. Singhal. Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers // International Journal of Rotating Machinery, 2002. №8 (1). P. 45–56.
8. Научно-производственная фирма «Мастер-Мотор». – Режим доступа: http://www.mmotor.ru (дата обращения: 28.08.2013г.).