

УДК 62-137

## **Исследование двухфазного течения в осецентричном колесе методами гидродинамического моделирования**

Ломакин В. О.<sup>1,\*</sup>, Петров А. И.<sup>1</sup>, Кулешова М. С.<sup>1</sup>

[\\*lomakin\\_vladimir@list.ru](mailto:lomakin_vladimir@list.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

В статье приводится математическая модель двухфазного течения в центробежном насосе. Модель основана на трехмерных нестационарных уравнениях Рейнольдса. Турбулентность моделируется стандартной  $k-\omega$  SST моделью. Двухфазность рассчитывалась методом VOF. Приведены результаты расчетов кавитационных явлений при разных значениях давления на входе в насос. Получено резкое уменьшение напора насоса в следствии развития кавитации.. Показано сравнение результатов расчета нормальной характеристики насоса с экспериментальными данными. Подтверждена эффективность применения рабочего колеса специальной конструкции с целью повышения кавитационных качеств центробежного насоса.

**Ключевые слова:** кавитация, центробежный насос, вычислительная гидродинамика

---

### **Введение**

Одним из важных направлений развития насосного оборудования в настоящее время является повышение кавитационных характеристик центробежных насосов без существенного снижения их энергоэффективности.

Сама по себе задача снижения величины допустимого кавитационного запаса на входе в насос решается различными способами уже достаточно давно [4,5]. Используются такие конструктивные решения, как снижение частоты вращения вала насоса, применение рабочих колес двухстороннего входа и с перерасширенным входом [4,11], установка предвключенных осевых колес (шнеков) и их дальнейшего развития – осевихревых ступеней. Такие конструктивные решения применяются, например, в конденсатных насосах [3], насосах ЖРД [14] и авиационных насосах [6].

Однако все эти решения имеют ряд недостатков, связанных с существенным увеличением габаритов и стоимости насоса, а также уменьшением его КПД и общим снижением энергоэффективности насосной установки. Также сложной проблемой

является обеспечение высокой всасывающей способности насоса не только в окрестностях оптимального режима его работы, но и в более широком диапазоне подач [12].

В известных литературных источниках достаточно подробно описаны как применение предвключенных шнеков и шнековых комплексов [6, 12, 14], так и использование появившейся около 20 лет назад осевихревой ступени [3]. Отмечаются такие их недостатки, как невысокий уровень энергоэффективности, ухудшение кавитационных качеств шнеков при отклонении режима работы насоса от оптимального [3, 14], резкое ухудшение виброакустических характеристик шнеков в нерасчетных режимах работы [6]. При этом осевихревая ступень, имея более широкий по сравнению со шнеком диапазон рабочих подач [3], также не в полной мере отвечает требованиям по энергоэффективности.

Кроме того, сложной задачей является обеспечение работы лопастных насосов на многофазных средах, в частности, при высоком содержании газов в перекачиваемой жидкости [1]. Для шнека срыв потока при высоком газосодержании является весьма распространенным явлением [12], что заставляет в ряде случаев применять газосепараторы, усложняющие конструкцию насоса и снижающие его коэффициент полезного действия [4, 12].

Исходя из вышесказанного, появилась необходимость в создании более совершенного типа антикавитационного рабочего колеса, которое сочетало бы в себе хорошие кавитационные качества, широкий диапазон допустимых режимов работы, высокую энергоэффективность и улучшенные виброакустические характеристики. Такая задача решалась на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана. При этом целями данного исследования являлись:

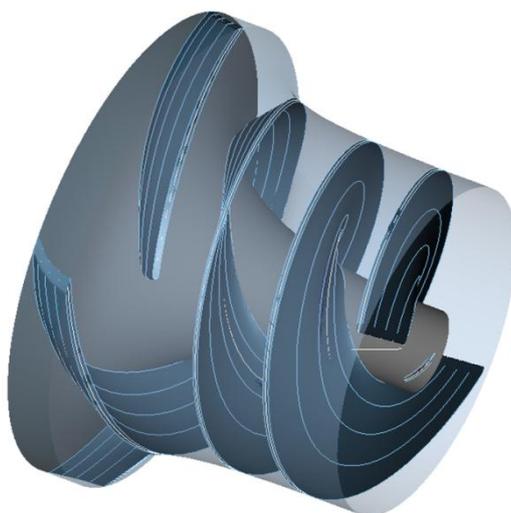
- разработка методики гидродинамического моделирования антикавитационного рабочего колеса лопастного насоса и верификация такой методики на основе экспериментальных данных, полученных по результатам испытаний макета насоса;
- описание методами численного моделирования потока двухфазной среды в рабочем колесе насоса и определение на его основе достижимого значения кавитационного запаса насоса.

Одним из возможных вариантов решения поставленной задачи, рассмотренным в данной статье, является использование осецентрированной ступени. Общий вид такой конструкции показан на рис. 1.

Приведенная конструкция рабочего колеса была разработана для применения в центробежном насосе для перекачивания горячего теплоносителя.

Этот насос должен работать в сложных с точки зрения кавитации условиях – при температурах рабочей жидкости (органический теплоноситель) до 200 градусов С, широком диапазоне режимов работы и переменном подпоре, что, в свою очередь, может привести к возникновению кавитации в ряде режимов. Мощность постоянно работающего насоса составляет более 100 кВт, что заставляет внимательно отнестись к вопросам

энергосбережения. Поэтому и была разработана данная конструкция рабочего колеса, на которую в настоящее время подана заявка на патент.



**Рис. 1.** 3D-модель осецентрированной ступени

Предполагаемыми преимуществами такой конструкции перед традиционными колесами с предвключенными шнеками являются больший КПД, более широкий диапазон безкавитационных режимов работы (вследствие снижения интенсивности обратных токов в осевой части колеса), лучшие виброакустические характеристики, возможность работы на среде с повышенным газосодержанием и меньшие габариты проточной части насоса. Недостатком можно считать сложность изготовления, однако современные методы литья по выжигаемым моделям позволяют создавать рабочие колеса такой геометрии, что и было подтверждено в процессе изготовления опытного образца данного насоса.

Алгоритм создания современных энергоэффективных лопастных насосов, используемый на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана [9,10], подразумевает обязательную оптимизацию проточной части насоса в пакетах гидродинамического моделирования, изготовление и испытания макета насоса методами фотопрототипирования (на 3D-принтере) и изготовление опытного образца насоса. Однако в данном случае задача усложнялась необходимостью получения высоких кавитационных характеристик насоса еще на этапе моделирования.

С целью подтверждения заданных при проектировании параметров насоса было проведено комплексное гидродинамическое моделирование однофазного и двухфазного течений в его проточной части в программном пакете STARCCM+ [2, 15]. Кроме того, был изготовлен и испытан на стендах кафедры макет насоса, выполненный с помощью 3D-принтера, и начато изготовление опытного образца.

Задачами моделирования были:

— оптимизация проточной части насоса с точки зрения достижения заданных кавитационных характеристик при высоком (не менее 85%) КПД колеса;

— подтверждение заданных при проектировании энергетических и кавитационных характеристик насоса;

— отработка методики расчета и верификации [8] (путем сравнения с результатами экспериментальных исследований макета насоса) однофазных и двухфазных течений в осецентробежном рабочем колесе.

## 1. Математическая модель

При решении данной задачи использовались разные математические модели физических процессов в проточной части насоса. Для получения нормальной характеристики насоса необходимо моделировать однофазное турбулентное течение жидкости. При расчете кавитационных явлений необходимо использовать многофазную модель [1, 2, 15].

Кавитация в насосе может быть как газовая, так и паровая. Интенсивность газовой кавитации сильно зависит от начальной концентрации газовой фазы на входе в насос и размеров воздушных пузырей. В данной работе была сделана попытка получения кавитационной характеристики насоса с учетом только паровой кавитации, как предельного случая отсутствия на входе в насос существенных газовых образований. Проведенное численное исследование является основой для дальнейших работ, посвященных учету газовой кавитации.

Для расчета нормальной характеристики насоса использовались приведенные ниже уравнения гидродинамики [7].

Уравнение неразрывности жидкой среды имеет вид

$$\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial z} = 0,$$

где  $\bar{u}_i$  – осредненные по времени проекции скоростей жидкости на соответствующие оси.

Так как для моделирования турбулентного течения в данной работе использовалась модель турбулентности из класса RANS (Модели турбулентности на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса), все рассчитываемые величины являются осредненными по времени.

Уравнение изменения количества движения, осредненное по времени, имеет вид

$$\rho \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right],$$

где  $\bar{u}_i \bar{p}$  – осредненные скорость и давление,

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$  – тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости,

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right]$  – тензор скорости деформации,

$\rho \langle u_i u_j \rangle$  – Рейнольдсовы напряжения.

Система уравнений Рейнольдса является незамкнутой в связи с наличием неизвестных Рейнольдсовых напряжений. Замыкание системы производится с использованием k- $\omega$ SST модели турбулентности [2]. Данная модель сочетает в себе

преимущества как k- $\omega$ , так и k- $\epsilon$  модели. В пристенной области используется k- $\omega$  модель, а в ядре потока k- $\epsilon$  модель. Также эта модель хорошо себя зарекомендовала ранее при проведении расчетов насосов [8, 9].

Для моделирования кавитационных явлений использовалась двухфазная модель. Использовался подход известный как VOF (VolumeofFluid) [2].

В методе VOF многофазная среда рассматривается, как одиночная текучая среда, чьи свойства изменяются согласно объемной доле каждой из присутствующих фаз:

$$\alpha_i = \frac{V_i}{V},$$

где  $V_i$  – объем каждой фазы,  $V$  – объем ячейки.

Уравнение для массовой концентрации каждой из фаз имеет вид

$$\frac{\partial(\alpha_i \rho_i)}{\partial t} + \nabla * (\alpha_i \rho_i V) = 0.$$

Кавитация в дроссельном канале моделировалась на основе упрощенной модели Рэлея-Плессета. Упрощенная модель не учитывает поверхностного натяжения газового пузыря и влияние вязкости жидкости на скорость роста пузыря. Скорость роста кавитационного пузыря вычисляется как

$$\left(\frac{dR}{dt}\right)^2 = \frac{2}{3} \left(\frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho}\right),$$

где  $R$  – радиус пузыря, м,  $p_{\text{нас}}$  – давление насыщенного пара жидкости, Па,  $p$  – давление в окружающей жидкости, Па,  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

При этом минимальный размер пузыря и минимальная концентрация газа в любой расчетной ячейке строго ограничены очень малыми, но ненулевыми, значениями.

Шаг по времени выбирался исходя из характерных скоростей потока и размера ячейки, а также исходя из скорости вращения рабочего колеса. Выбранный шаг по времени равен 5e-5 с. Число внутренних итераций на каждом временном шаге 20.

Программный пакет STARCCM+ для получения дискретных аналогов исходных непрерывных уравнений использует метод контрольного объема, описанный в [2, 15]. Исходная 3D-модель проточной части (см. рис. 2) разбивается автоматическим сеткогенератором на совокупность конечных элементов (ячеек), для каждой из которых составляются дискретные аналоги непрерывных уравнений. Совокупность всех дискретных аналогов образует замкнутую систему алгебраических уравнений.

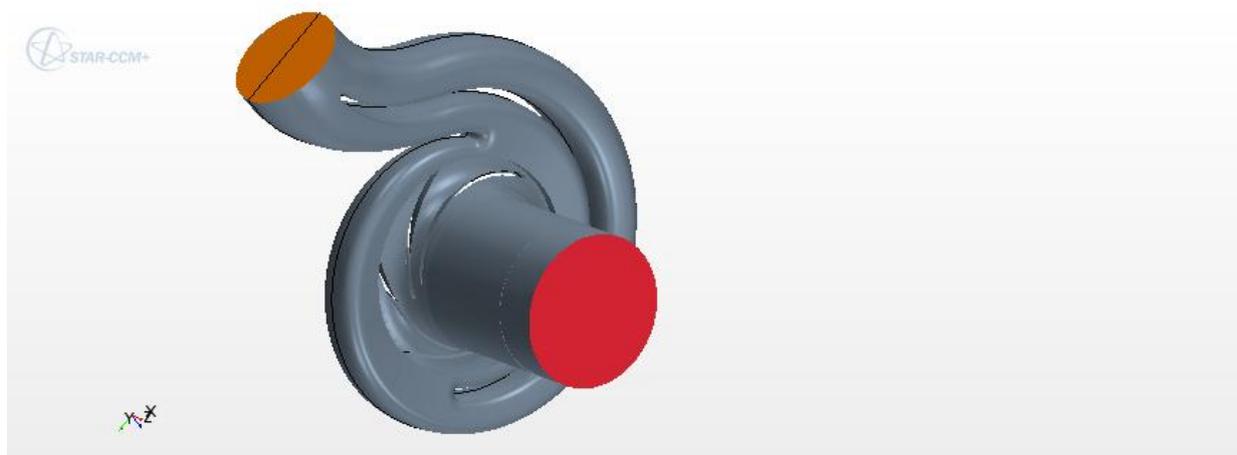


Рис. 2. Исходная 3D-модель проточной части насоса

Расчетная сетка имеет различную топологию. В ядре потока ячейки представляют из себя многогранники различной формы и размеров (см. рис. 3) вблизи твердых стенок ячейки представляют из себя многогранные призмы, вытянутые в направлении перпендикулярном стенке (такой подход при построении стеки позволяет рационально распределить расчётные ячейки вблизи твердых стенок, где наблюдается изменение скорости потока с большим градиентом в перпендикулярном стенке направлении).

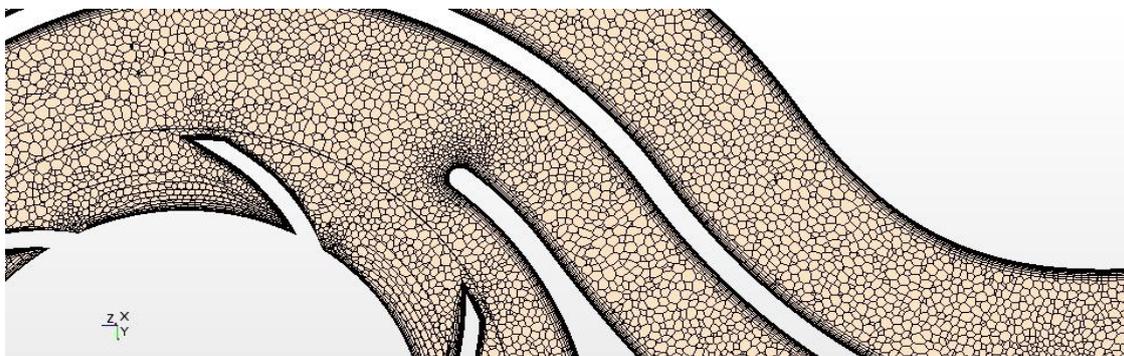


Рис.3. Расчетная сетка

Для выбора оптимальных параметров расчетной сетки было проведено исследование сеточной сходимости.

Таблица 1 – Параметры расчетных сеток

Базовый размер	4,5 мм	3 мм	1,5 мм
Число призматических слоев	10	10	10
Размер пристенной ячейки	150мкм	100 мкм	50 мкм

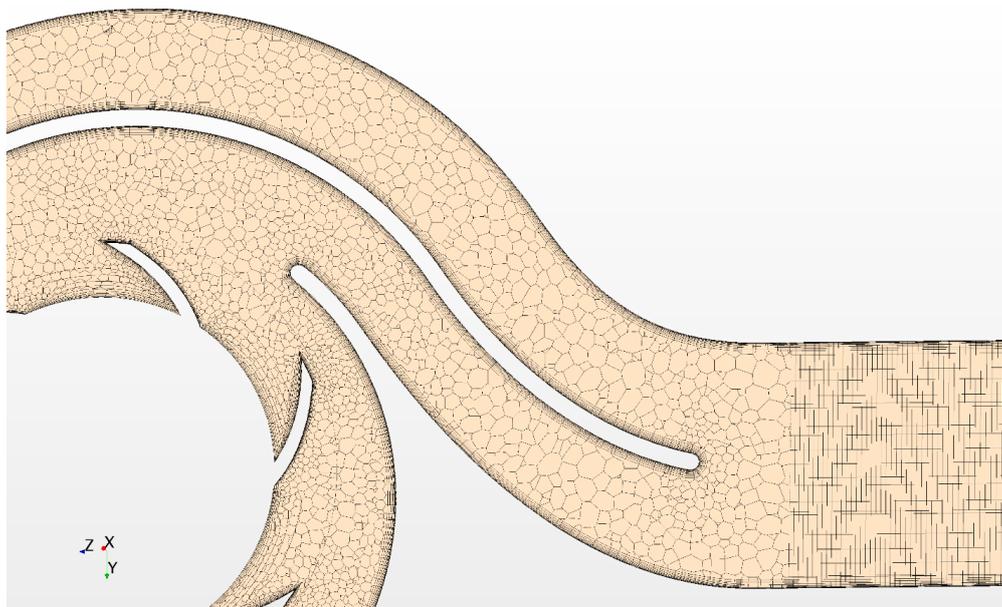


Рис. 4. Расчетная сетка с различной формой ячеек в ядре потока и вблизи твердых стенок с базовым размером 4,5 мм (874 000 ячеек)

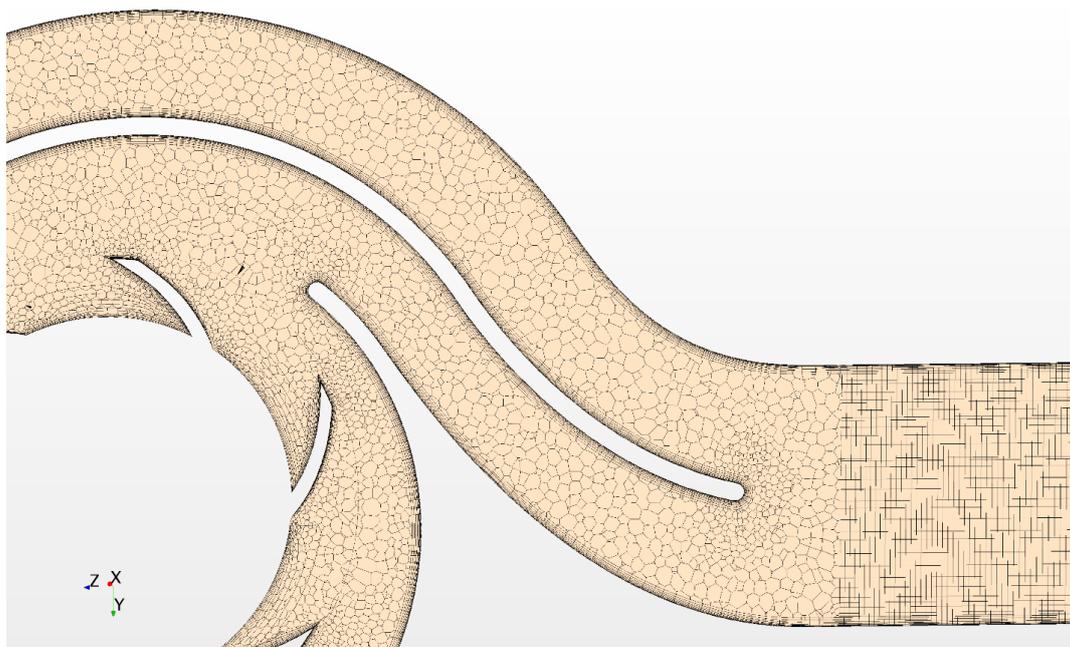


Рис. 5. Расчетная сетка с различной формой ячеек в ядре потока и вблизи твердых стенок с базовым размером 3 мм (1 200 000 ячеек)

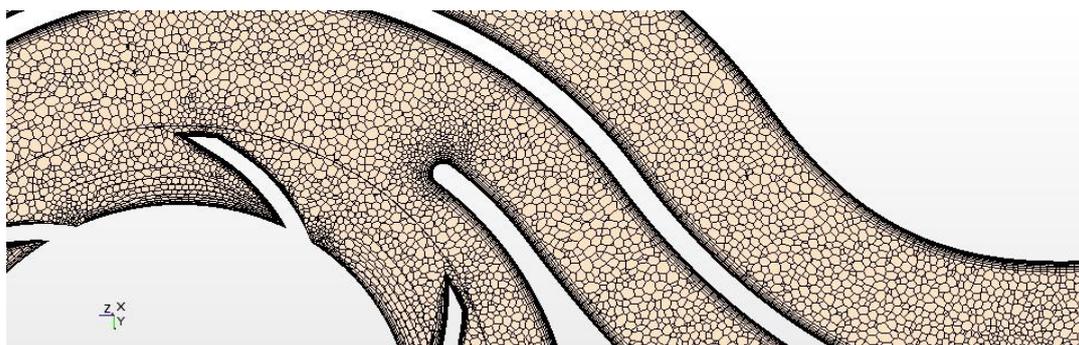


Рис. 6. Расчетная сетка с различной формой ячеек в ядре потока и вблизи твердых стенок с базовым размером 1,5 мм (2 500 000 ячеек)

## 2. Расчет нормальной характеристики насоса

Для оценки точности применяемой математической модели нормальная характеристика, полученная расчетным путем, была сравнена с экспериментальными данными.

Эксперимент проводился на гидравлическом стенде кафедры Э10 МГТУ им Н.Э.Баумана. Методика эксперимента и схема стенда приведены в работе [9]. Испытывалась уменьшенная модель насоса КВС400-80, изготовленная методом 3D печати. Все расчеты, приведенные в данной работе, также относятся к уменьшенной модели.

Параметры модели следующие:

- характерный размер насоса (диаметр выхода из рабочего колеса) – 0,11 м;
- масштабный коэффициент (отношение диаметра рабочего колеса модели к диаметру рабочего колеса натурального насоса) – 0,38;

- частота вращения 2980 об/мин;
- рабочая жидкость – чистая вода, температура жидкости  $20 \pm 5$  °С;
- число Рейнольдса определено для оптимальной подачи насоса по формуле

$$Re = \frac{\sqrt[3]{n \cdot Q^2}}{\nu},$$

где  $n$  – частота вращения вала,  $n=2980$  об/мин;  $Q$  – подача насоса,  $Q=0,0053$  м<sup>3</sup>/с;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости,  $\nu=1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Число Рейнольдса для макета равно  $4,3e5$ , что соответствует зоне автомодельности.

При расчете нормальной характеристики в качестве граничных условий использовалось задание скорости потока на входе в насос и постоянное давление на выходе. Частота вращения соответствовала экспериментальной 2980 об/мин. Расчётной величиной являлось давление на входе в насоса. Напор насоса рассчитывался как разница полных средних напоров на выходе и входе в насос:

$$H = p_2 + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} - p_1 - \frac{\rho \cdot V_1^2}{2}$$



**Рис. 7.** Макет насоса, установленный на стенд

**Таблица 2 –** Погрешности измерительных приборов

Вид погрешности	Величина, %
Относительная погрешность измерения частоты вращения	0,3
Относительная погрешность измерения расхода	0,5
Абсолютная погрешность определения напора	2,5
Относительная погрешность измерения момента	0,33
Средняя квадратичная погрешность определения КПД	2,58

Течение однофазной жидкости в проточной части насоса, полученное в результате моделирования приведено на иллюстрациях ниже.

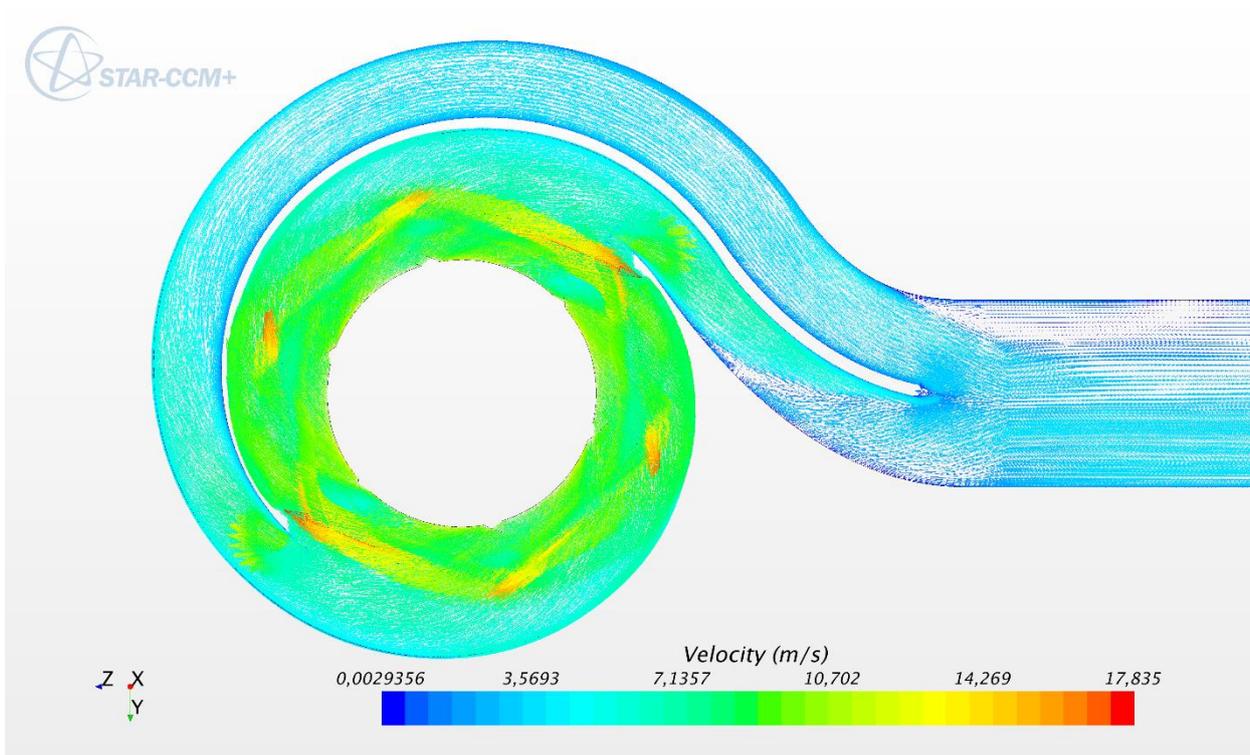


Рис. 8. Распределение скоростей в сечении насоса

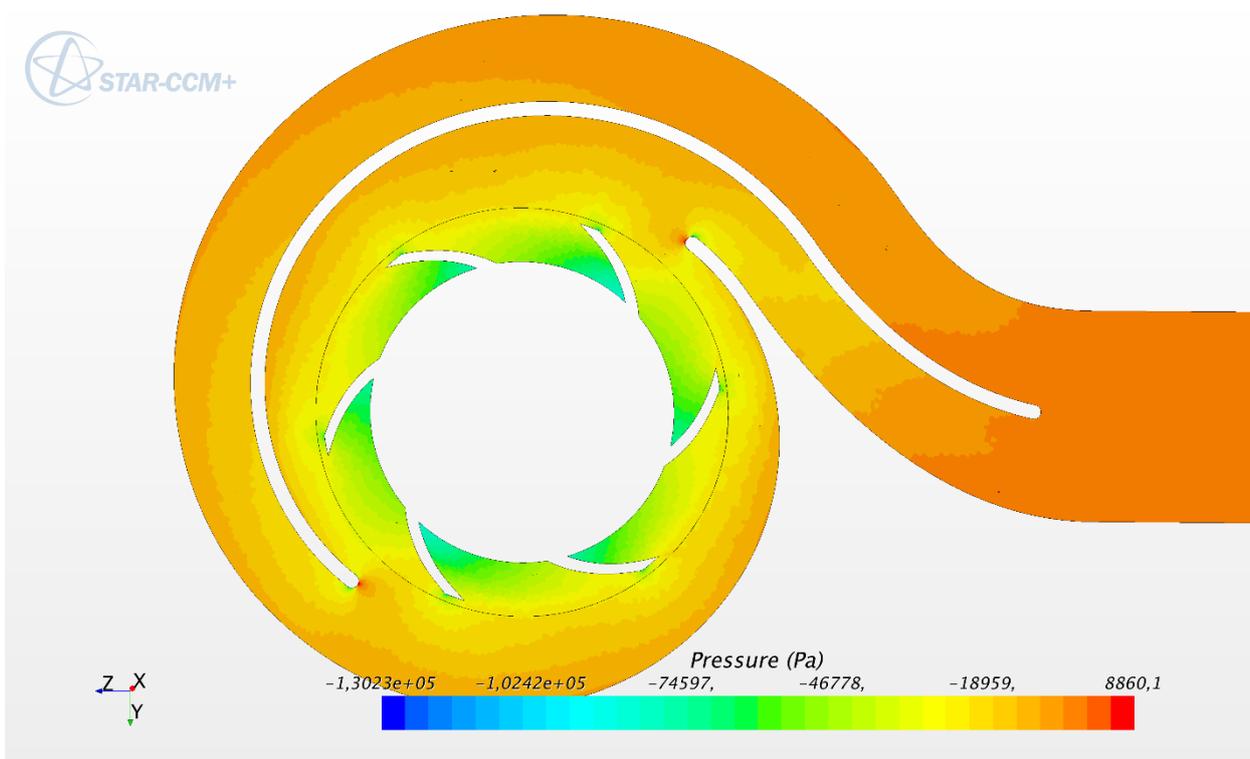


Рис. 9. Распределение давлений в сечении насоса

Результаты исследования сеточной сходимости были проведены в оптимальной точке работы насоса, при подаче 3,55 л/с. Результаты исследования приведены ниже:

**Таблица 3** – Результаты исследования сеточной сходимости

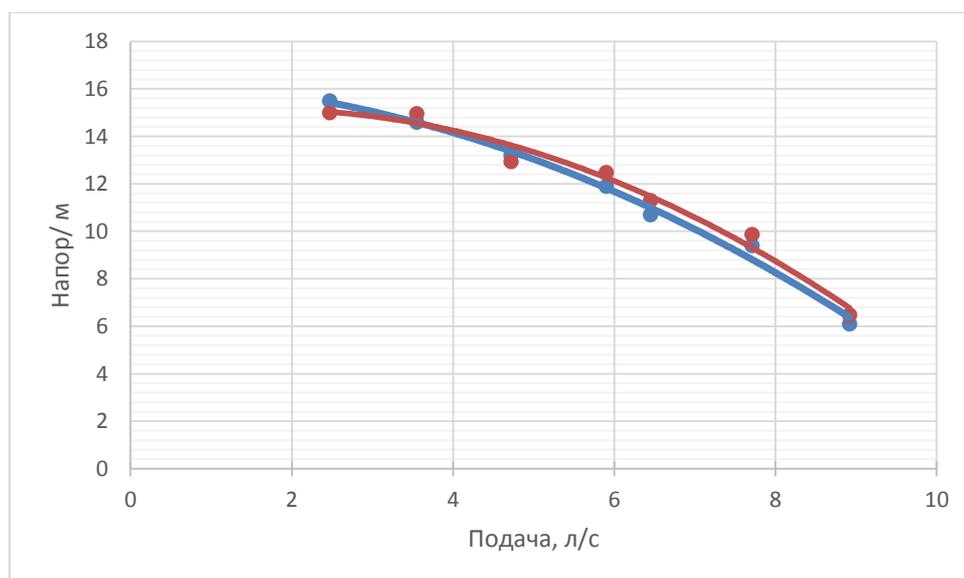
Базовый размер, мм	Напор, м
4,5	12,01
3	14,53
1,5	14,96

Полученные данные позволяют сделать вывод, что оптимальной для расчета является сетка с базовым размером 1,5 мм (2 500 000 ячеек). Дальнейшие расчеты проводились на указанной сетке.

Результаты расчетов и их сравнение с результатами испытаний представлены ниже.

**Таблица 4** – Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Подача Q, л/с	Напор расч. H, м	Напор экспер. H, м	Отклонение расчета от эксперимента, %
2,47	15	15,5	3,23
3,55	14,96	14,6	2,47
4,72	12,94	13,2	1,97
5,9	12,48	11,9	4,87
6,45	11,3	10,7	5,61
7,71	9,87	9,4	5,00
8,92	6,48	6,1	6,23



**Рис. 10.** Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными (красный – расчет, синий – эксперимент)

Из приведенных данных видно, что погрешность результатов расчета по напору не превышает 5%, а значит, изменение давления в проточной части насоса, оказывающее определяющее влияние на процессы кавитации, рассчитывается с достаточной точностью.

### 3. Расчет кавитационных свойств насоса

Для моделирования кавитационных явлений в насосе по приведенной выше модели можно использовать различные комбинации граничных и начальных условий. Сложности возникают при использовании условий аналогичных тем, которые применялись при расчете нормальной характеристики. Дело в том, что при расчете кавитации следует стабилизировать давление на входе в насос, а в предыдущем случае оно являлось расчетной величиной и менялось в связи с нестационарностью самой задачи (вращение рабочего колеса, и возникающие в связи с этим колебания давления). Более того, математическая модель кавитации предполагает нестационарную задачу, и поэтому возникает вопрос в корректных начальных условиях для ее старта.

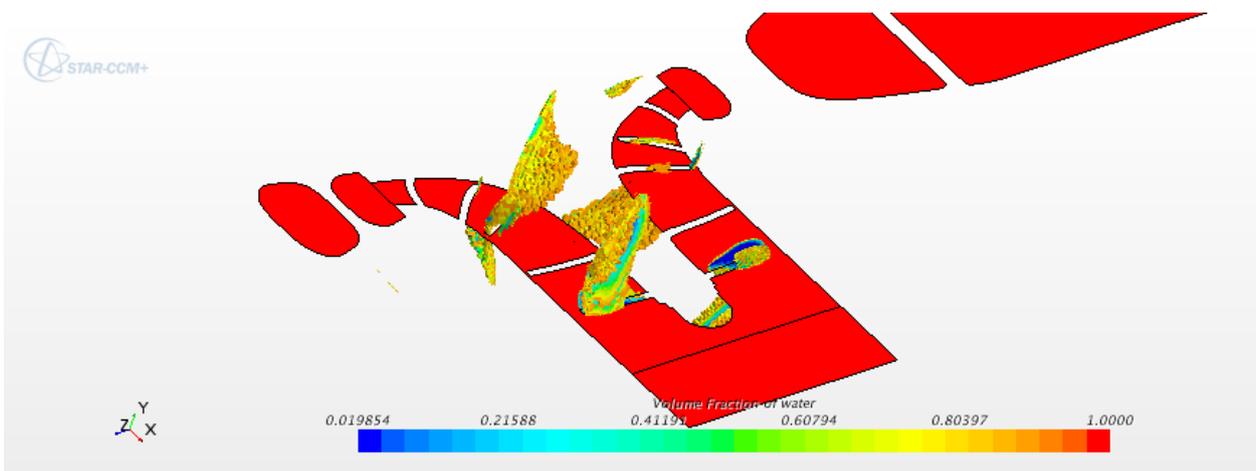
В данной работе граничные условия были инвертированы. На выходе насоса задавалась скорость потока, а на входе – давление. Такое сочетание условий является менее желательным с точки зрения применяемого численного метода, но в то же время стабилизирует давление на входе в насос. А так как в уравнениях математической модели кавитации [1] фигурирует абсолютное значение давления, то при расчете искусственно поднимался уровень абсолютного давления в насосе до достижения сходимости без возникновения паровой фазы, а затем уровень давления опускается до необходимого значения для возникновения кавитации.

Значение давления насыщенного пара исследуемой жидкости принималось 2300 Па (вода при температуре 20°C). Шаг по времени 5e-5 с.

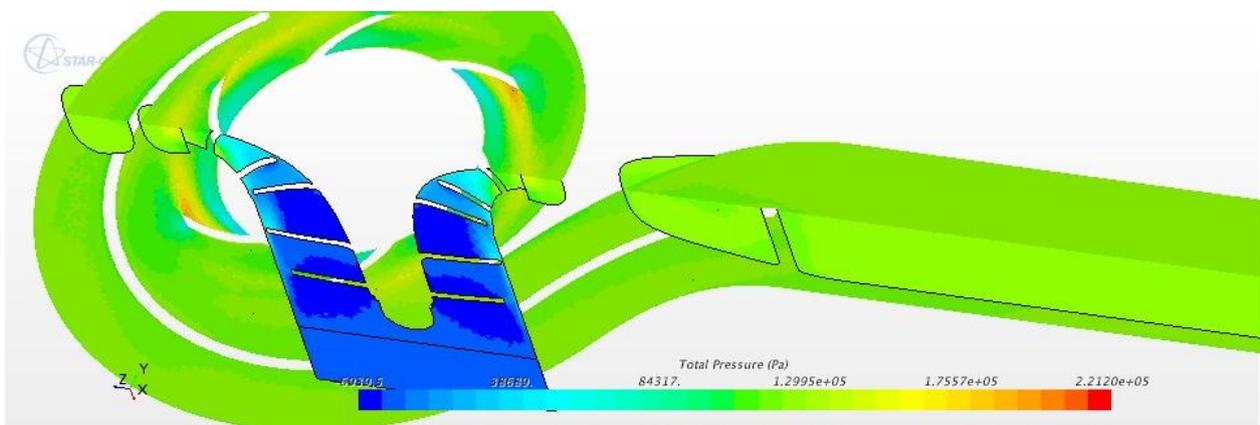
Было рассчитано 4 точки с постепенным уменьшением полного абсолютного давления на входе в насос (11000, 9000, 8500, 8000 Па). Под полным давлением понимается сумма статического и скоростного напоров:

$$p_{\text{пол}} = p + \rho \frac{V^2}{2}$$

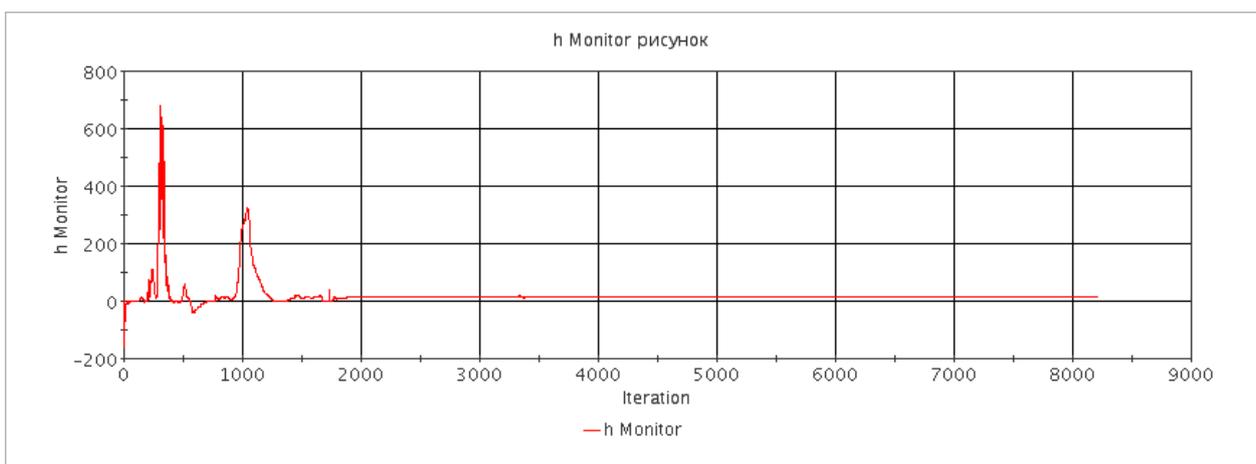
Результаты расчета приведены ниже. На иллюстрациях кавитационных зон красным цветом показана жидкая фаза, а синим – паровая.



**Рис. 11.** Образование кавитационных зон на входе в шнек при полном давлении на входе 11000 Па (сечение шнека)

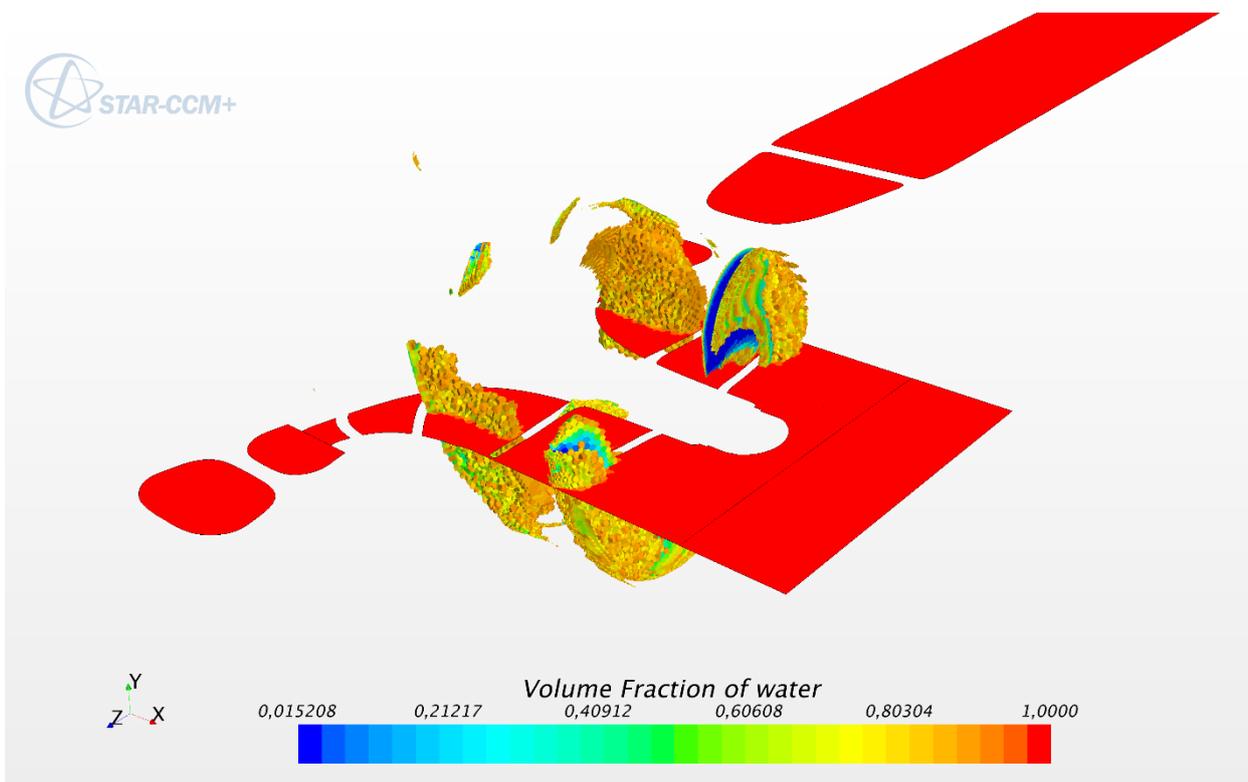


**Рис. 12.** Распределение давления в насосе при полном давлении на входе 11000 Па

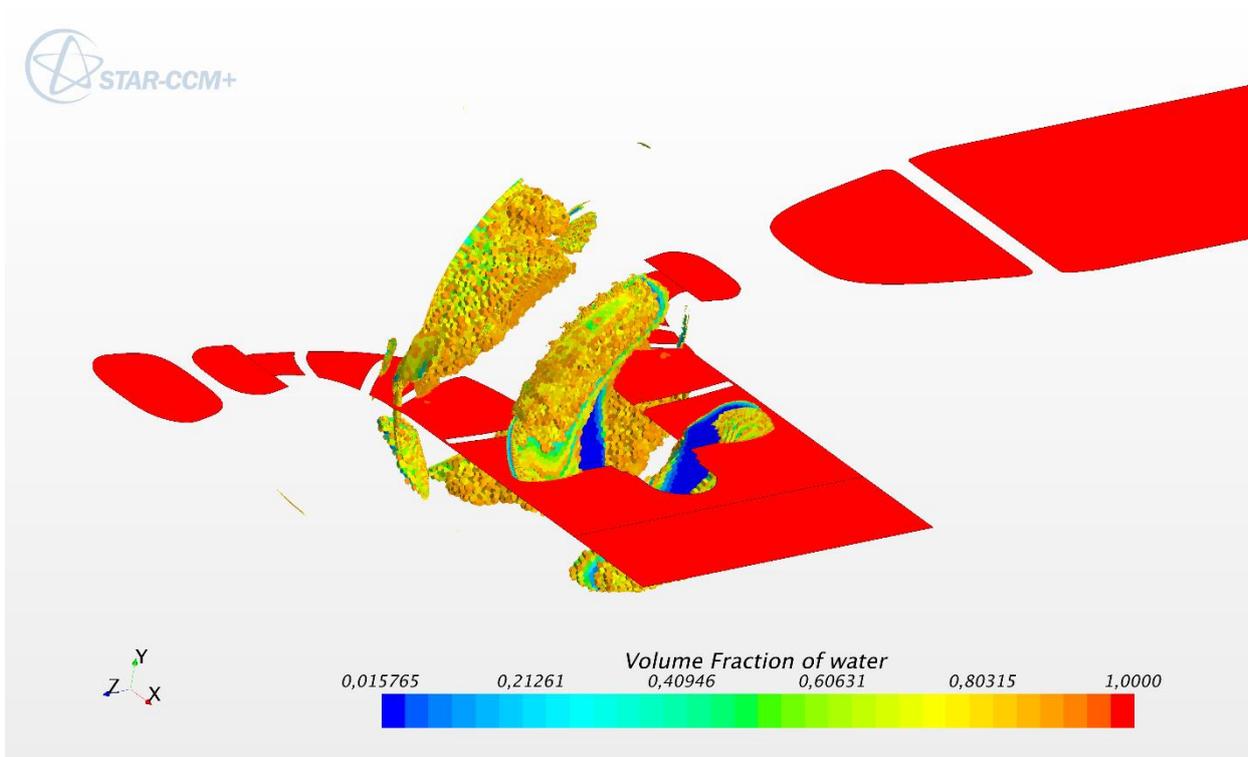


**Рис. 13.** Сходимость величины напора насоса при полном давлении на входе 11000 Па

При полном давлении на входе насоса 11000 Па видны кавитационные зоны на входе на лопасти шнека. При этом кавитация не оказывает влияния на напорную характеристику насоса. Подобная ситуация сохраняется вплоть до давления 8500 Па.



**Рис. 14-** Образование кавитационных зон на входе в шнек при полном давлении на входе 9000 Па (сечение шнека)



**Рис. 15** Образование кавитационных зон на входе в шнек при полном давлении на входе 8500 Па (сечение шнека)

При давлении на входе 8000 Па кавитационные каверны заполняют всю проточную часть рабочего колеса (см. рис. 16), и напор резко падает (рис.18) (напор, рассчитанный по плотности воды). Насос перестает существенно увеличивать давление после себя (рис. 17).

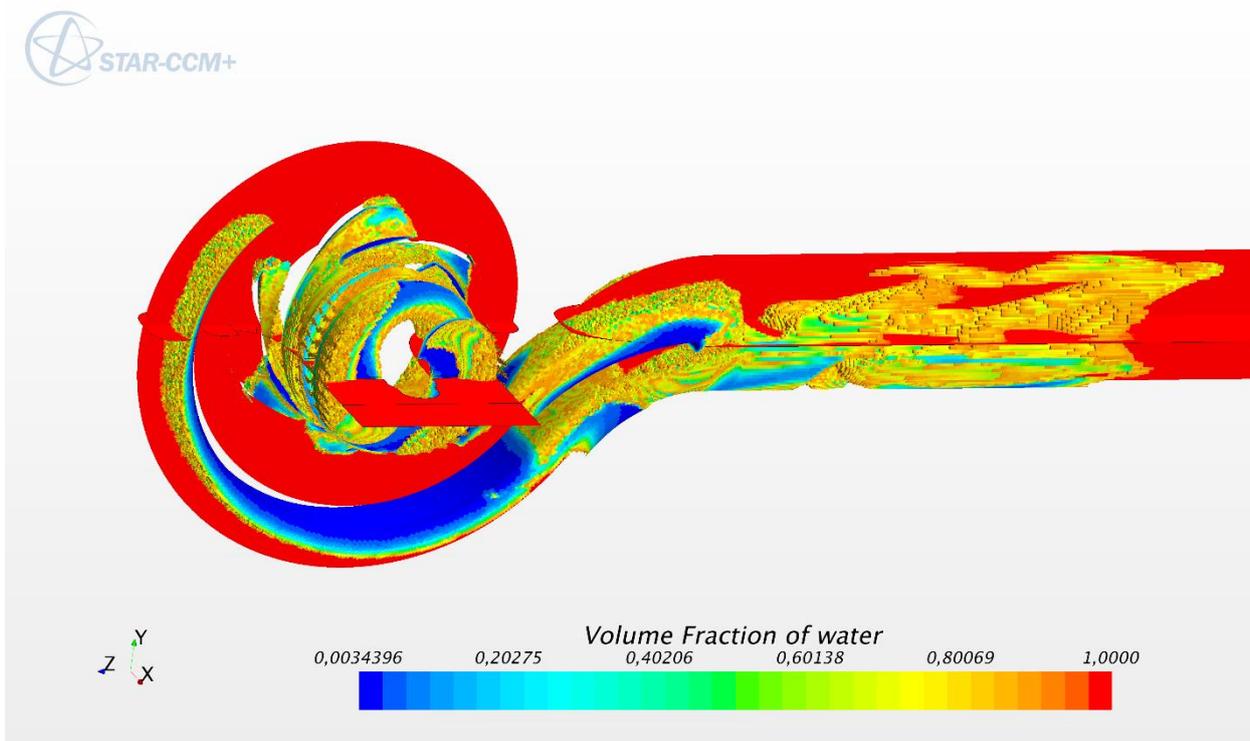


Рис. 16- Образование кавитационных зон на входе в шнек при полном давлении на входе 8000 Па

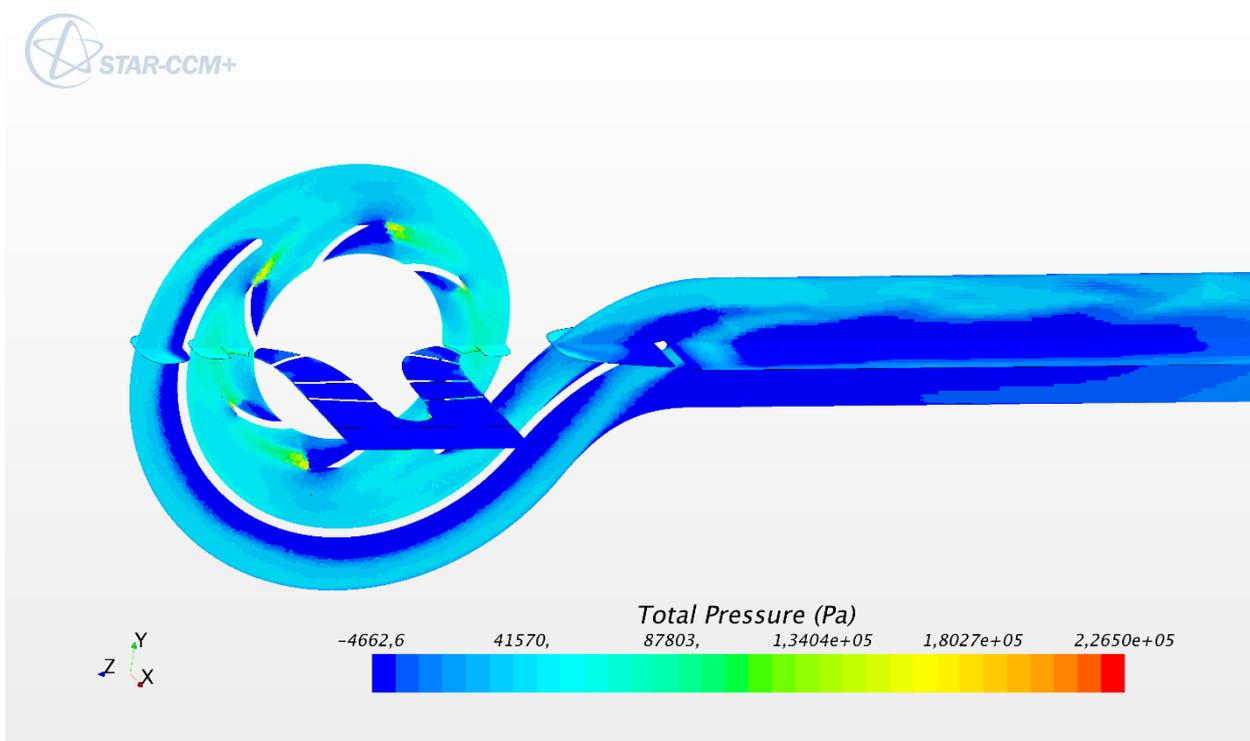


Рис. 17. Распределение давления в насосе при полном давлении на входе 8000 Па

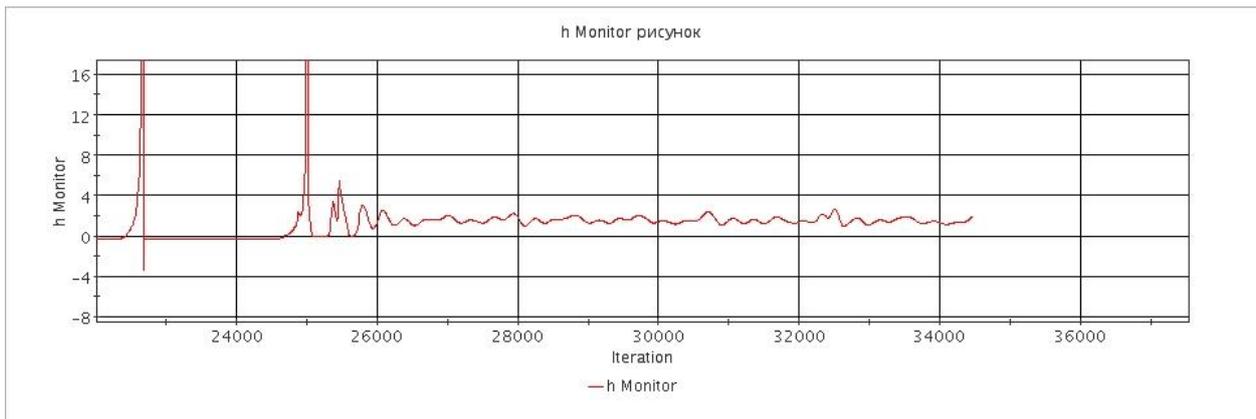


Рис. 18. Сходимость величины напора насоса при полном давлении на входе 8000 Па

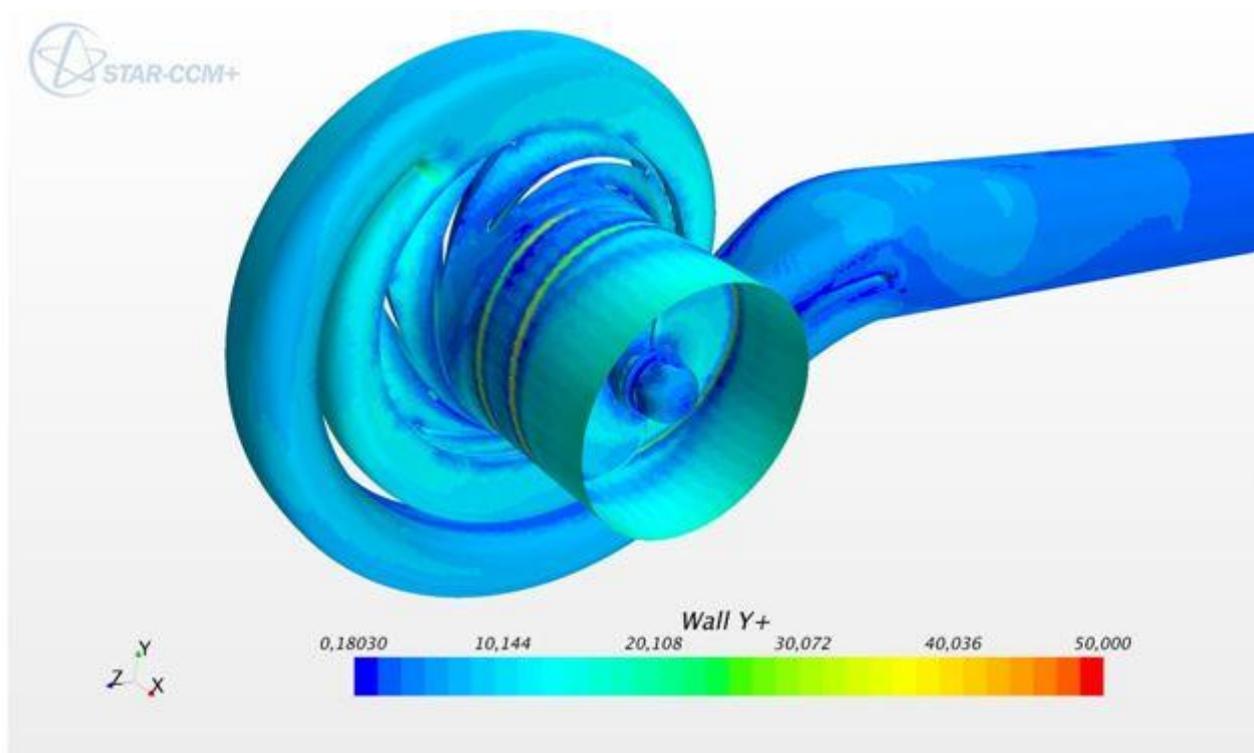


Рис. 19– Величина  $y^+$  на стенке проточной части

Таблица 5 – Результаты моделирования кавитации в насосе

Полное давление на входе, Па	Напор, м	Момент, Нм
8 000	1,49	-2,37
8 500	11,65	-2,88
9 000	11,62	-2,88
11 000	11,72	-2,82

## Заключение

В ходе работы показана практическая применимость математической модели кавитации, используемой в программном комплексе STARCCM+, к прогнозированию процессов паровой кавитации в центробежном насосе.

Проведенное моделирование подтвердило высокие кавитационные качества рабочего колеса предлагаемой конструкции (выполнение рабочего колеса совместно со шнеком – осецентробежное колесо), однако требуется дополнительная экспериментальная верификация.

На основе полученных в ходе данной работы результатов и примеров моделирования течения с жидкой и твердой фазами можно предположить возможность использования в дальнейшем программного пакета STARCCM+ для расчетов трехфазного течения в насосе.

Работа проводилась на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана в рамках государственного контракта с Министерством промышленности и торговли № ГК 13411.1007499.09.051 от 13.03.13.

## Список литературы

1. Brennen C.E. Fundamentals of Multiphase Flows. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 410 p.
2. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. 3<sup>rd</sup> ed. DCW Industries, 2006. 515 с.
3. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications // Journal of Fluids Engineering. 2011. Vol. 133, no. 1. P. 011101-011101-14. DOI: [10.1115/1.4003196](https://doi.org/10.1115/1.4003196)
4. Васин В.А., Анкудинов А.А., Циммерман С.Д. Основные направления развития гидромашиностроения на Калужском турбинном заводе // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2005. № 1 (41). С. 58-64.
5. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М.: Машиностроение, 1976. 325 с.
6. Кнэпп Р., Дейли Дж., Хеммит Ф. Кавитация: пер. с англ. М.: Мир, 1974. 687 с.
7. Крючков А.Н. Акустико-вихревой резонанс шнека авиационного топливного насоса // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2006. № 1. С. 93-100.
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа : учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с. (Классики отечественной науки).
9. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного

- насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 6-9.
10. Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. С. 52-62. DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070)
  11. Ломакин В.О. Разработка метода оптимального проектирования отводящего устройства нефтяного магистрального насоса: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 2013. 21 с.
  12. Перник А.Д. Проблемы кавитации. Л.: Судостроение, 1966. 439 с.
  13. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М.: Машиностроение, 1982. 191 с.
  14. Пирсол И. Кавитация: пер. с англ. М.: Мир, 1975. 96 с.
  15. Пиунов В.Ю., Константинов Р.И., Кузнецов А.Л., Фабрин Ю.Н., Холопова И.Ю. Современные направления повышения всасывающей способности насосов ЖРД // Двигатель. 2013. № 3 (87). С. 40-42.
  16. Patankar S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

## **Investigation of Two-Phase Flow in Axial-Centrifugal Impeller by Hydrodynamic Modeling Methods**

V.O. Lomakin<sup>1,\*</sup>, A.I. Petrov<sup>1</sup>, M.S. Kuleshova<sup>1</sup>

[\\*lomakin\\_vladimir@list.ru](mailto:lomakin_vladimir@list.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** cavitation, centrifugal pump, computational hydrodynamics

---

The article provides a methodology to study the flow in the wet part of the pump with fundamentally new axial-centrifugal impeller by methods of hydrodynamic modeling in the software package STAR CCM+. The objective of the study was to determine the normal and cavitation characteristics of the pump with a new type of wet part, as well as optimization of the geometrical parameters of the pump. Authors solved this problem using an example of the hot coolant pump, which should meet high requirements for cavitation quality and efficiency (hydraulic efficiency up to 87%, critical value of NPSH to 2.2 m).

Also, the article focuses on the methods of numerical solution of two-phase flow simulation in a pump that are needed for a more accurate simulation of cavitation in the pump and research work in liquids with high gas content.

Hydrodynamic modeling was performed on a computing cluster at the department E-10 of BMSTU for pump flow simulation in unsteady statement of problem using the computational grid size to 1.5 million cells. Simultaneously, the experimental model of the pump was made by 3D printing and tested at the stand in the BMSTU. Test results, which were compared with the calculated data are also given in the article. Inaccuracy of the calculation of pump head does not exceed 5%.

The simulation results may be of interest to specialists in the field of hydrodynamic modeling, and for designers of such pumps. The authors also report production of a full-length prototype of the pump in order to conduct further testing for the verification of the data in the article, primarily in terms of cavitation characteristics.

### **References**

1. Brennen C.E. *Fundamentals of Multiphase Flows*. Cambridge, Cambridge University Press, 2005. 410 p.
2. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd ed. DCW Industries, 2006. 515 s.

3. Ding H., Visser F.C., Jiang Y., Furmanczyk M. Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 2011, vol. 133, no. 1, pp. 011101-011101-14. DOI: [10.1115/1.4003196](https://doi.org/10.1115/1.4003196)
4. Vasin V.A., Ankudinov A.A., Tsimmerman S.D. The main directions of development of hydraulic engineering in the Kaluga Turbine Plant. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie*, 2005, no. 1 (41), pp. 58-64. (in Russian).
5. Karelin V.Ia. *Kavitatsionnye iavleniia v tsentrobezhnykh i osevykh nasosakh* [Cavitation effects in centrifugal and axial flow pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 325 p. (in Russian).
6. Knapp R., Daily J.W., Hammitt F. *Cavitation*. New York, McGraw-Hill, 1970. 578 p. (Russ. ed.: Knapp R., Daily J.W., Hammitt F. *Kavitatsiia*. Moscow, Mir Publ., 1974. 687 p.).
7. Kriuchkov A.N. Acoustic whirling resonance of an aircraft fuel pump screw. *Vestnik SGAU*, 2006, no. 1, pp. 93-100. (in Russian).
8. Loitsianskii L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p. (in Russian).
9. Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of computation results of the AX 50-32-200 centrifugal pump wet part in the software package STAR CCM + . *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, spec. iss., pp. 6-9. (in Russian).
10. Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 5, pp. 52-62. DOI: [10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070) (in Russian).
11. Lomakin V.O. *Razrabotka metoda optimal'nogo proektirovaniia otvodiashego ustroistva neflianogo magistral'nogo nasosa*. Avtoref. kand. dis. [Development of method of optimal design of oil discharge device of the main pump. Abstract of cand. diss.]. Moscow, 2013. 21 p. (in Russian).
12. Pernik A.D. *Problemy kavitatsii* [The problems of cavitation]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1966. 439 p. (in Russian).
13. Petrov V.I., Chebaevskii V.F. *Kavitatsiia v vysokooborotnykh lopastnykh nasosakh* [Cavitation in high-speed vane pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 191 p. (in Russian).
14. Pearsall I.S. *Cavitation (Mechanics Engineering Monograph)*. Mills and Boon, 1972. 80 p. (Russ. ed.: Pearsall I.S. *Kavitatsiia*. Moscow, Mir Publ., 1975. 96 p.).

15. Piunov V.Iu., Konstantinov R.I., Kuznetsov A.L., Fabrin Iu.N., Kholopova I.Iu. New directions of increasing soaking-up ability of rocket engines. *Dvigatel'*, 2013, no. 3 (87), pp. 40-42. (in Russian).
16. Patankar S. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.