

Исследование влияния размеров импеллерных лопаток на количество абразивных частиц в задней пазухе дренажного насоса и его энергетические характеристики

11, ноябрь 2015

Земцов М. С.^{1,*}, Сафонова С. Е.¹

УДК: 62-137

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

[*maxzemtsov@yandex.ru](mailto:maxzemtsov@yandex.ru)

Введение.

Дренажные насосы применяются в самых разных областях промышленности и в быту для откачивания сточных вод, орошения участков и других целей. Их преимуществами являются небольшие габариты, возможность использоваться для перекачивания сильно загрязненной жидкости, а недостатками – частый выход из строя торцевого уплотнения, из-за попадания твердых абразивных частиц. Как следствие, одним из важных направлений развития дренажных насосов является защита торцевого уплотнения от попадания твердых частиц.

Одним из способов предотвращения попадания абразивных частиц в камеру уплотнения является установка импеллерных лопаток на заднем диске рабочего колеса, которые также служат для разгрузки насоса от осевой силы. Эффективность защиты уплотнения от частиц определяется размерами лопатки, которые также влияют и на энергетические характеристики насоса.

Целью данной работы является анализ влияния размеров импеллерных лопаток на эффективность защиты торцевого уплотнения, а также на энергетические характеристики насоса.

На сегодняшний момент, наиболее современным способом проведения такого рода исследований является метод гидродинамического моделирования течений с помощью таких программных пакетов, как STAR CCM+, ANSYS CFX и их аналогов. Применение средств компьютерного моделирования позволяет подобрать наилучшее значение некоторых геометрических параметров насоса, и, как следствие, добиться улучшения его энергетических характеристик и увеличения срока эксплуатации. Кроме того, моделирование дает возможность существенно снизить сроки проектирования насосов и затраты на изготовление опытных образцов. [1,2]

1. Построение расчетной модели.

Чертеж выбранного для исследования погружного дренажного насоса представлен на рисунке 1.

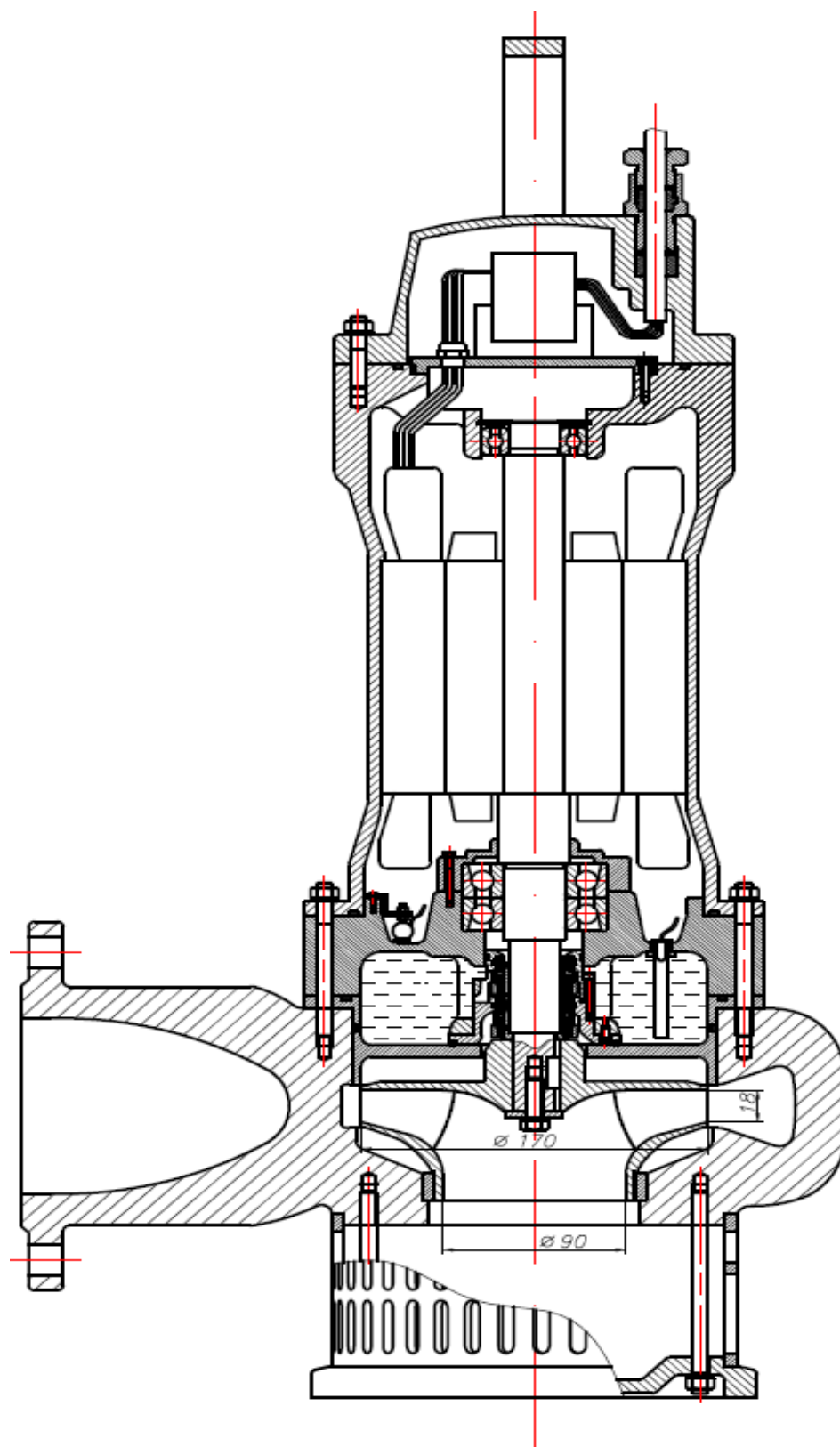


Рис.1. Чертеж погружного дренажного насоса

Данный насос имеет следующие параметры:

1. $Q_1 = 27.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – подача насоса;
2. $n = 2900 \text{ об/мин}$ – частота вращения насоса;
3. $H = 30 \text{ м}$ – напор насоса;
4. $[\Delta h]_{\text{дон}} = 6 \text{ м}$ – допустимый кавитационный запас;
5. $n_s = 137.625$ – коэффициент быстроходности.

Для того, чтобы проанализировать влияние размеров импеллерных лопаток на количество абразивных частиц в задней пазухе дренажного насоса и его энергетические характеристики, было создано две модели проточной части: с импеллерными лопатками шириной 4 и 6 мм.

Гидродинамическое моделирование проводилось на основе метода контрольного объема [3]. Исходная 3D-модель проточной части, представленная на рисунке 2, автоматически разбивается на множество мелких ячеек, образующих расчетную сетку.



Рис.2. Геометрическая модель

Расчетная сетка, показанная на рисунке 3, имеет различную топологию: в ядре потока ячейки представляют собой многогранники различных размеров и формы, вблизи твердых стенок ячейки являются многогранными призмами, вытянутыми в направлении, перпендикулярном стенке. [3]

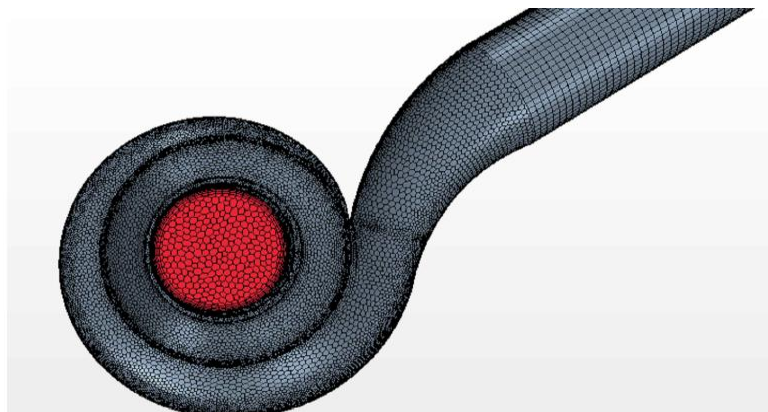


Рис.3. Расчетная сетка

Расчетные сетки в меридиональном сечении для двух исследуемых моделей проточной части показаны на рисунках 4 и 5.

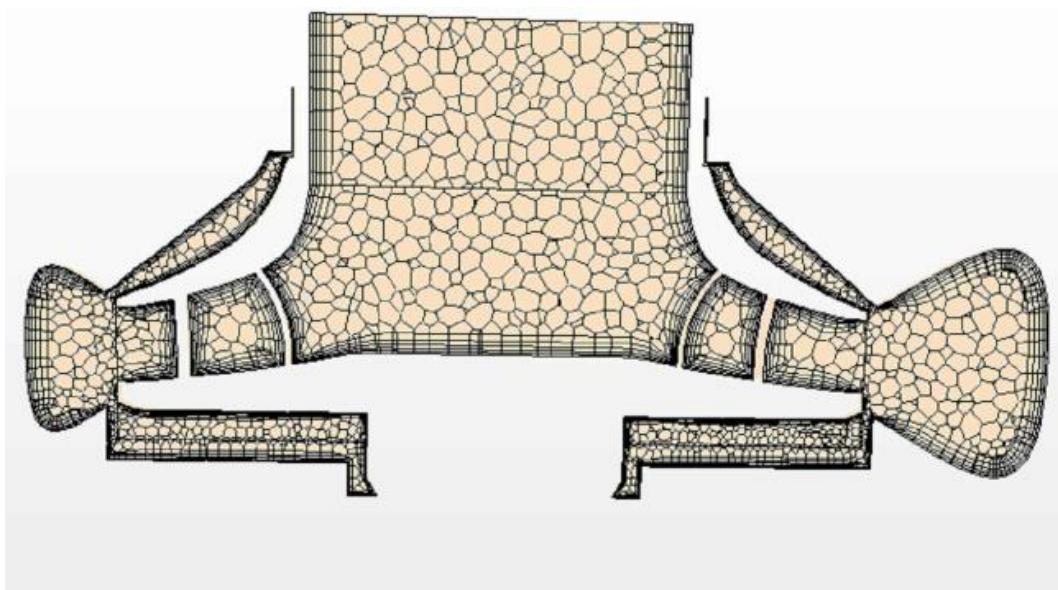


Рис.4. Расчетная сетка в меридиональном сечении для проточной части с импеллерной лопаткой шириной 4 мм

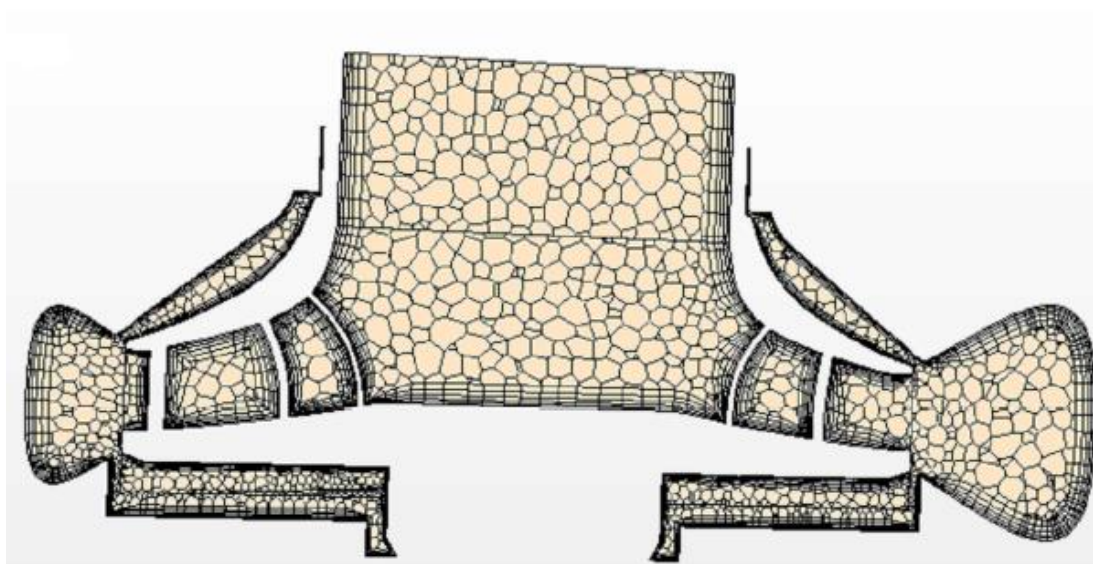


Рис.5. Расчетная сетка в меридиональном сечении для проточной части с импеллерной лопаткой шириной 6 мм

В качестве основных параметрами расчетной сетки использовались:

1) Опорные величины:

- Базовый размер расчетной сетки – 5 мм. ;
- Растяжение призматического слоя – 1.3;
- Толщина призматического слоя – 5 мм. ;
- Число призматических слоев – 5.

2) Экструзия:

- Амплитуда – 1.1 м.;
- Число слоев – 100;
- Растяжение – 3.

2. Получение энергетических характеристик.

При гидродинамическом моделировании использовались разные математические модели физических процессов в проточной части насоса. Для получения энергетических характеристик насоса необходимо моделировать однофазное турбулентное течение с постоянной плотностью используемой жидкости. [4]

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. [4,5,6]

Моделирование производится с использованием $k-\omega$ SST модели турбулентности. Данная модель сочетает в себе преимущества как $k-\omega$, так и $k-\epsilon$ модели. В пристеночной области используется $k-\omega$ модель, а в ядре потока $k-\epsilon$ модель. [3,4,5]

Шаг по времени выбирался исходя из характерных скоростей потока и размера ячейки, а также исходя из скорости вращения рабочего колеса (скорость на входе – 4.37 м/с.; угловая скорость вращения – 303.67 с^{-1}). Выбранный шаг по времени равен 5×10^{-5} с. Число внутренних итераций на каждом временном шаге 10. [3]

В результате проведенного моделирования были получены картины распределения скоростей и давлений, представленные на рисунках 6-9. [4,5,6]

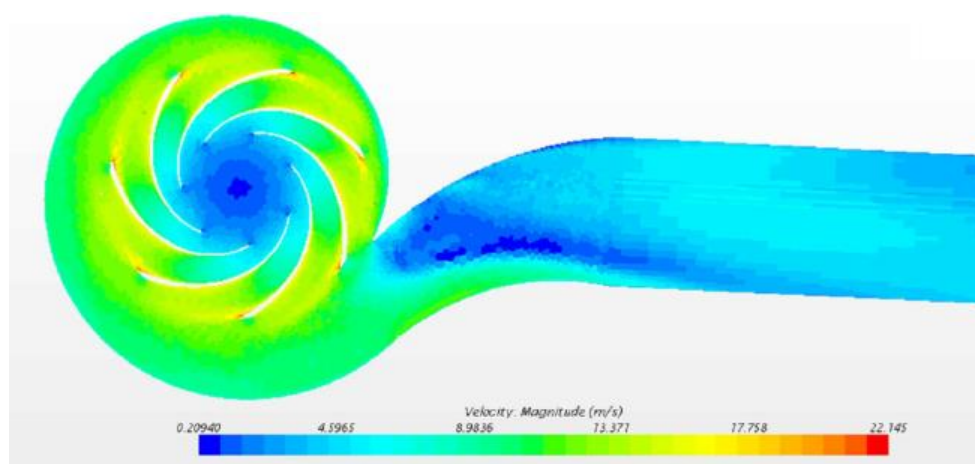


Рис.6. Поле распределения скоростей в проточной части с импеллерной лопаткой шириной 4 мм

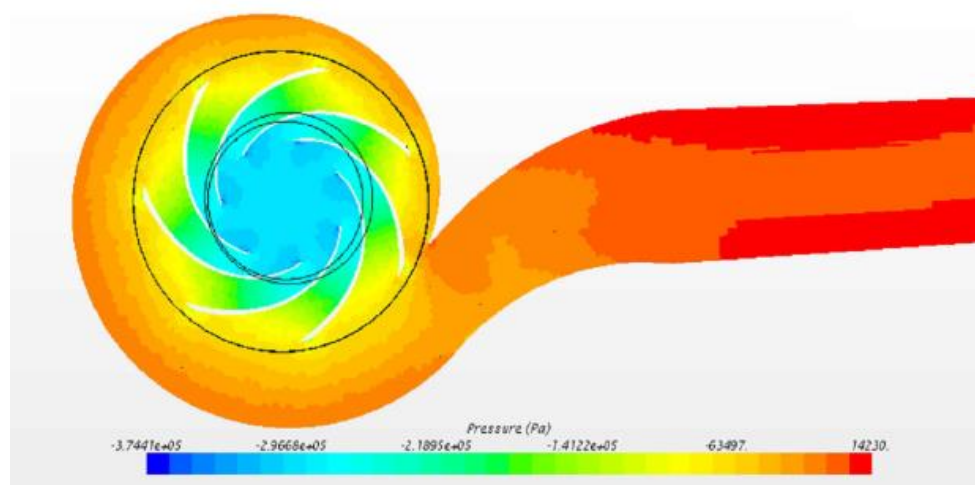


Рис.7. Поле распределения давления в проточной части с импеллерной лопаткой шириной 4 мм

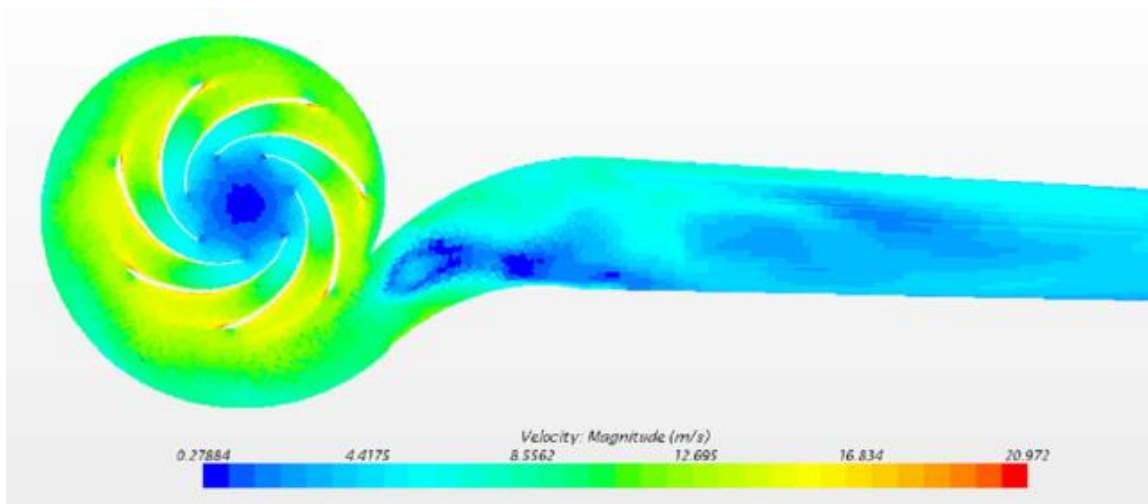


Рис.8. Поле распределения скоростей в проточной части с импеллерной лопаткой шириной 6 мм

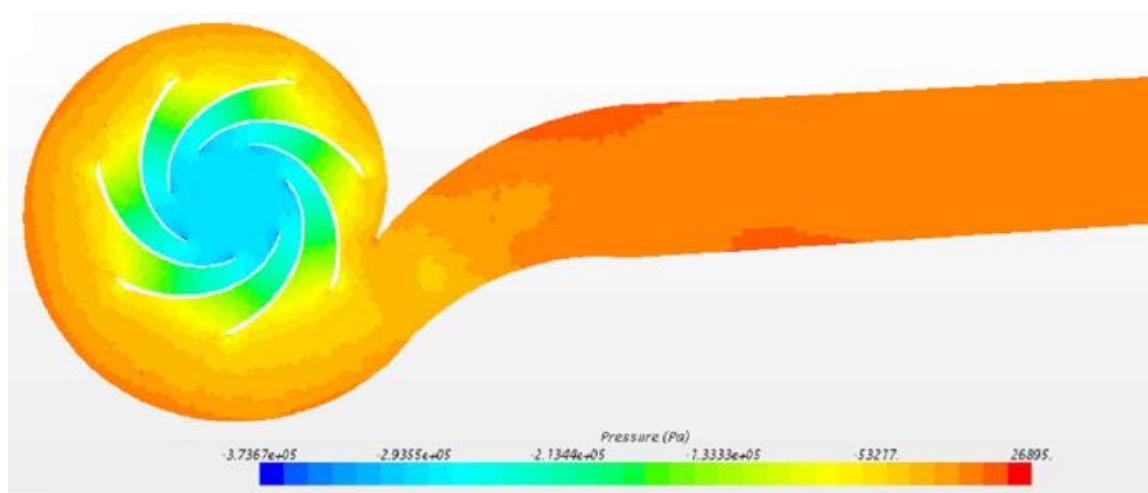


Рис.9. Поле распределения давления в проточной части с импеллерной лопаткой 6 мм

Для определения энергетических характеристик дренажного насоса в ходе исследования были получены графики изменения крутящего момента на валу и напора насоса для моделей с импеллерными лопатками толщиной 4 и 6 мм, показанные на рисунках 10-13. [3,5,6]

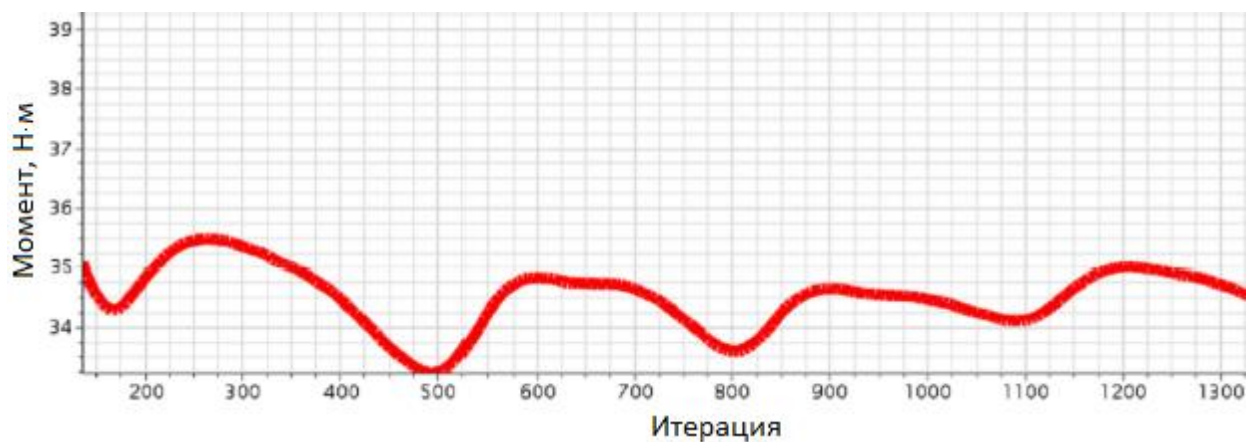


Рис.10. Поле распределения давления для импеллерной лопатки шириной 4 мм

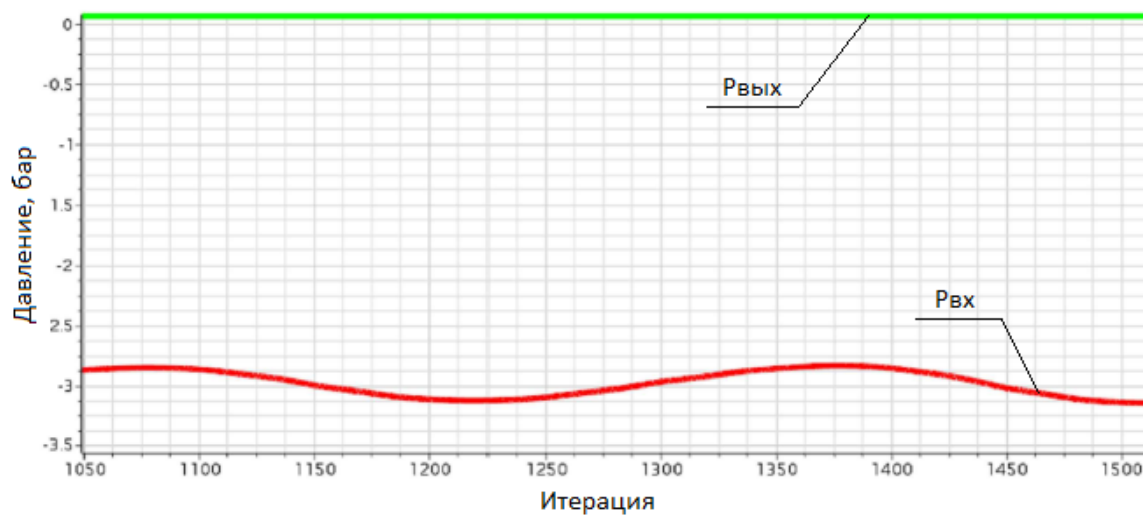


Рис.11. Поле распределения давления для импеллерной лопатки шириной 4 мм

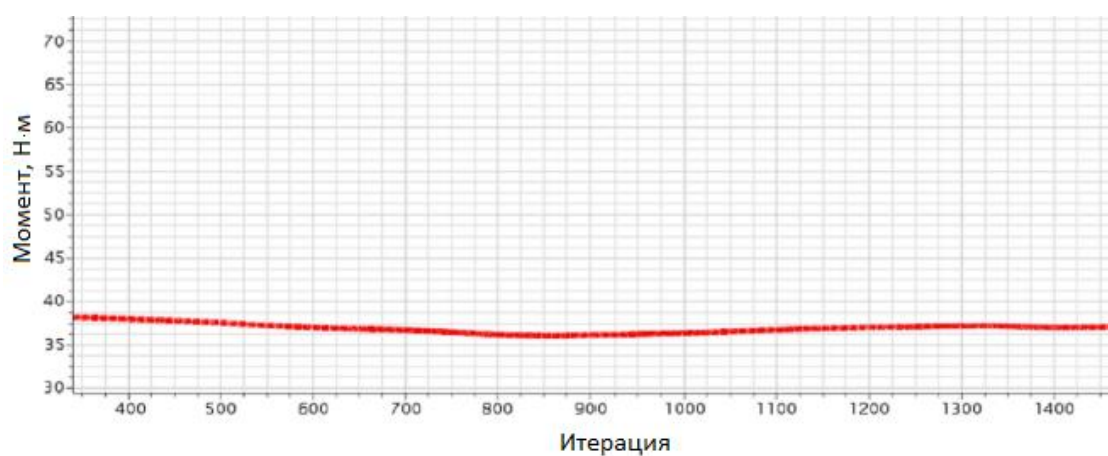


Рис.12. Поле распределения давления для импеллерной лопатки шириной 6 мм

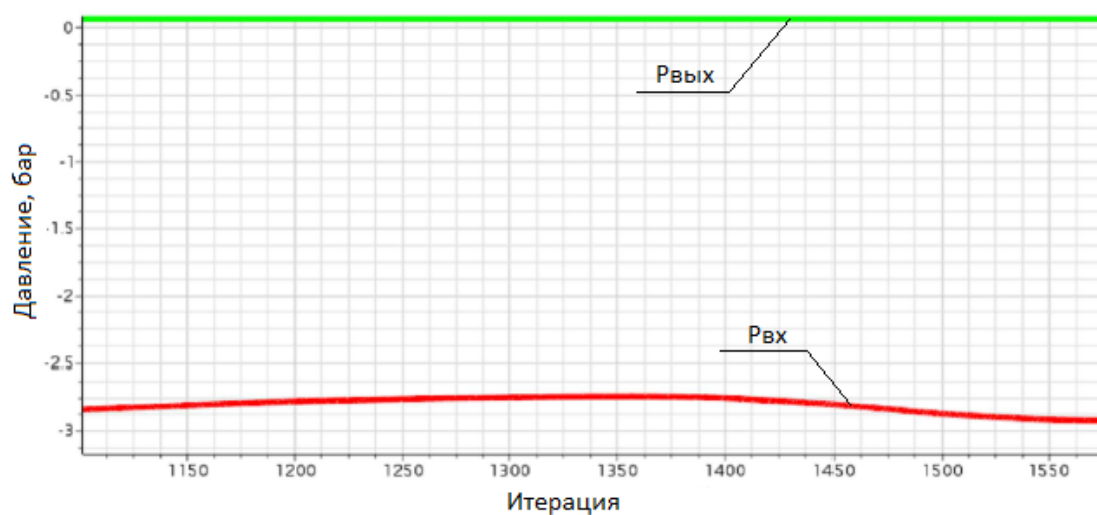


Рис.13. Поле распределения давления для импеллерной лопатки шириной 6 мм

По графикам, приведенным выше, были определены значения крутящего момента, напора и КПД исследуемого насоса для двух моделей. Полученные значения представлены в таблице 1.

Таблица 1. Полученные характеристики насоса

	Модель с толщиной лопаток 4 мм	Модель с толщиной лопаток 6 мм
Крутящий момент, Н/м	34.7	37.4
КПД, %	79.1	71.7
Напор, м	30	29.3

Проведя сравнительный анализ полученных значений, можем сделать вывод о том, что энергетические характеристики насоса лучше при использовании импеллерной лопатки шириной 4 мм (выше КПД, меньше потребляемая мощность). Однако, пульсации интегрируемых величин меньше при использовании импеллерной лопатки шириной 6 мм, что говорит о лучших виброакустических свойствах насоса с лопатками шириной 6 мм.

3. Влияния размеров импеллерной лопатки на распределение твердых частиц в задней пазухе насоса.

Модель для анализа распределения твердых частиц в задней пазухе насоса аналогична модели, использованной для расчета энергетических характеристик. Единственным отличием является то, что в данной модели использовалось многофазное раздельное течение. В качестве физических моделей, используемых для жидкости, была принята модель турбулентных напряжений Рейнольдса. [7,8]

В результате моделирования были получены поля распределения твердых частиц в задней пазухе насоса (шкала измерения 0 – 10 %) и проточной части насоса (шкала измерения 0 – 100 %), изображенные на рисунках 14-17.

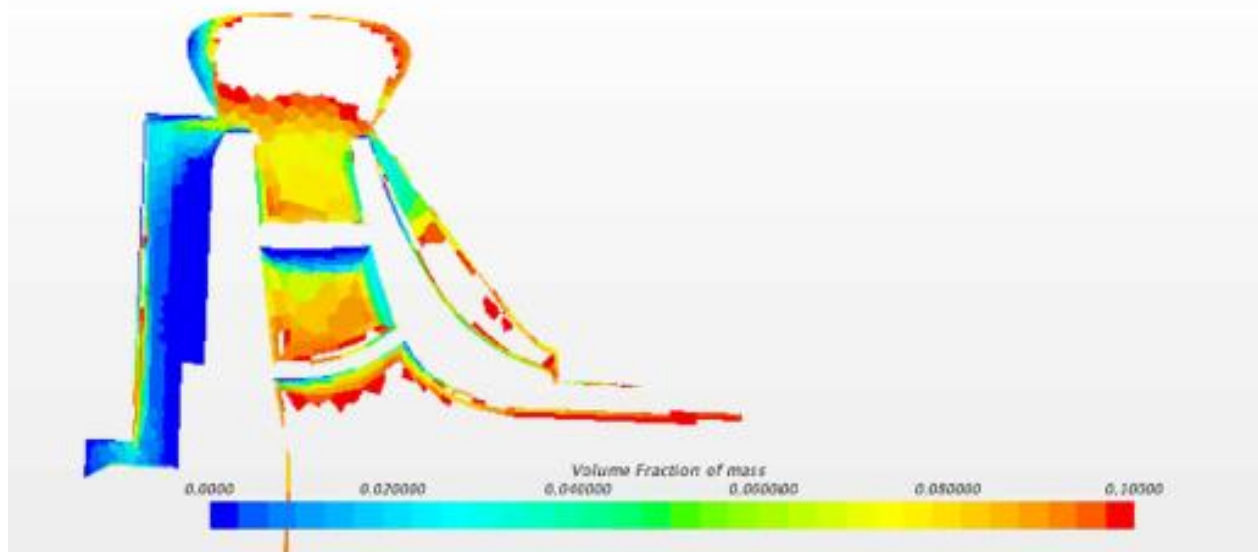


Рис.14. Поле распределения твердых частиц в задней пазухе насоса для модели с импеллерной лопаткой шириной 4 мм

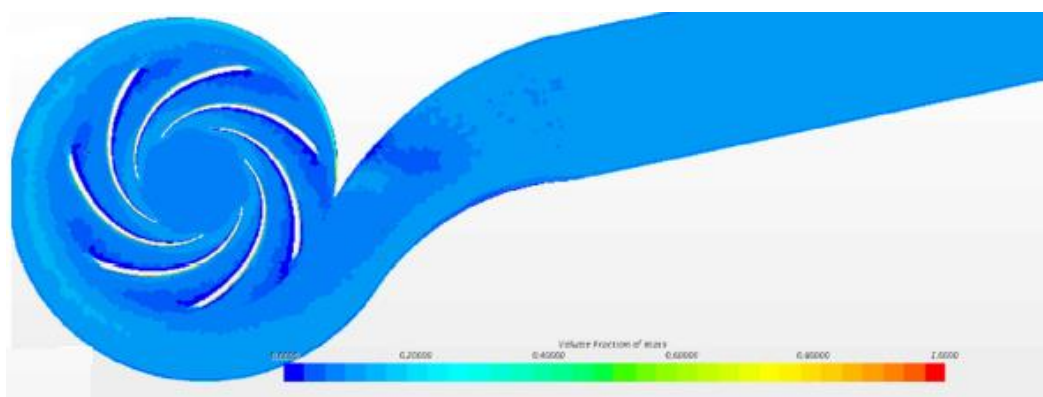


Рис.15. Поле распределения твердых частиц в проточной части насоса для модели с импеллерной лопаткой шириной 4 мм

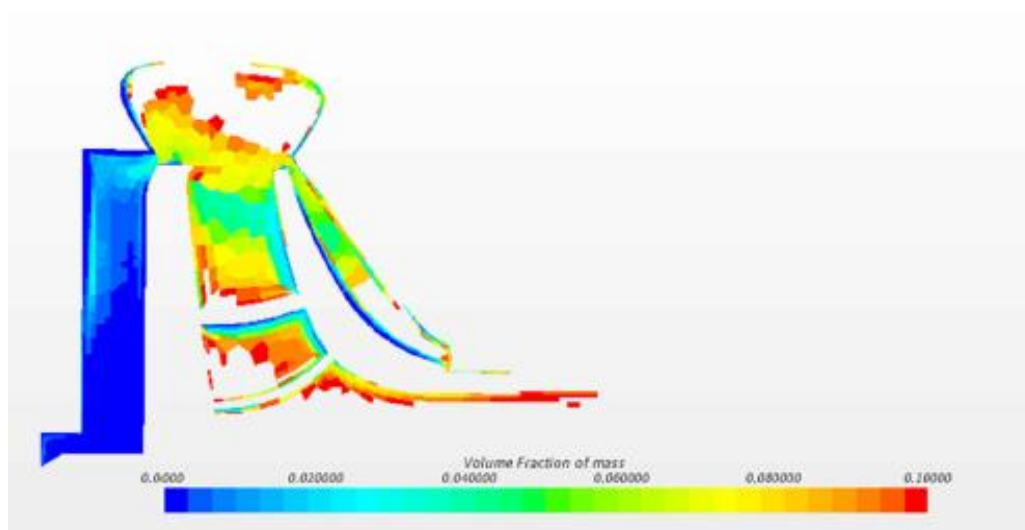


Рис.16. Поле распределения твердых частиц в задней пазухе насоса для модели с импеллерной лопаткой шириной 6 мм

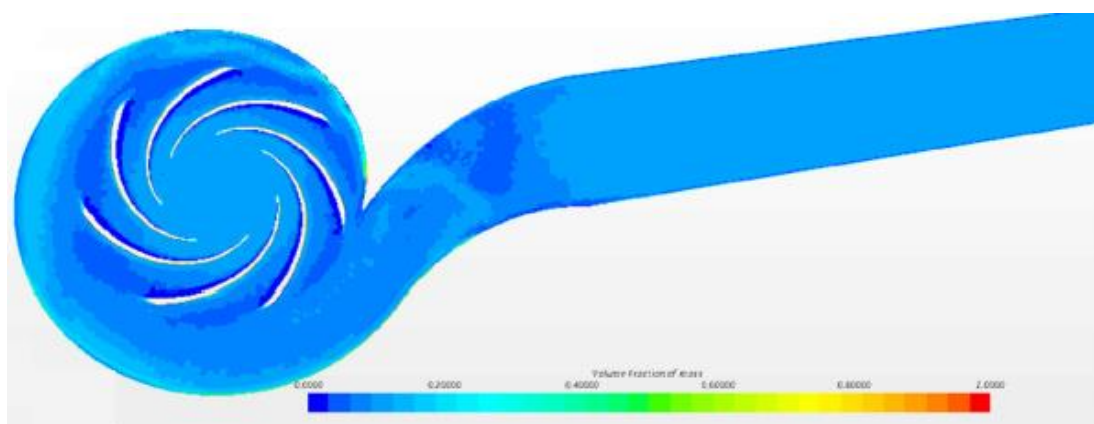


Рис.17. Поле распределения твердых частиц в проточной части насоса для модели с импеллерной лопаткой шириной 6 мм

Из полученных результатов расчета, можно сделать вывод, что импеллерная лопатка шириной 6 мм эффективней защищает заднюю пазуху и торцевое уплотнение от попадания твердых частиц, что уменьшает износ и увеличивает срок службы насоса.

4. Заключение

В результате исследования было получено, что при использовании импеллерных лопаток толщиной 6 мм, защита торцевого уплотнения насоса и задней пазухи от абразивных частиц осуществляется качественней. Виброакустические свойства такого насоса лучше по сравнению с насосом с толщиной лопаток 4 мм. В то же время, с уменьшением толщины лопаток до 4 мм улучшаются энергетические характеристики насоса: возрастает КПД насоса, снижается потребляемая мощность.

Список литературы

- [1]. Ломакин В.О., Петров А.И., Семенов С.Е. Пути повышения энергоэффективности динамических насосов на основе современных компьютерных технологий // Инженерный журнал: наука и инновации. Электрон. научно-технич. издание. 2013. №4 (16). Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/689.html> (дата обращения 30.10.2015). DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-689](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-689)
- [2]. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STFR CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № S. С. 6-9.
- [3]. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. Электронный журн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 9. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html> (дата обращения 30.10.2015).
- [4]. Ломакин В.О., Петров А.И., Семенов С.Е. Пути повышения энергоэффективности динамических насосов на основе современных компьютерных технологий // Инженерный журнал: наука и инновации. Электрон. научно-технич. издание. 2013. №4 (16). Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/689.html> (дата обращения 30.10.2015). DOI: [10.18698/2308-6033-2013-4-689](https://doi.org/10.18698/2308-6033-2013-4-689)
- [5]. Голиков В.А., Жарковский А.А., Топаж Г.И. Программные комплексы для расчета течения и автоматизированного проектирования лопастных гидромашин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. (ВАК). Серия «Наука и образование». 2012. № 1(142). С. 199-206
- [6]. Пospelов А.Ю., Жарковский А.А. Использование 3D методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин // Гидротехническое строительство. (ВАК). 2014. № 11. С. 36-41
- [7]. Cao S.L., Peng G.Y., Yu Z.Y. Hydrodynamic Design of Rotodynamic Pump Impeller for Multiphase Pumping by Combined Approach of Inverse Design and CFD Analysis // Journal of Fluids Engineering. 2004. Vol. 127. No 2. P. 330-338. DOI: 10.1115/1. 1881697.
- [8]. Brennen C.E. Fundamentals of Multiphase Flows. Cambridge: Cambridge Academ. 2005. 368 p.