

УДК 629.5.064.3

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В.  
НУ «ОМА»

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК СУДОВОГО ОСЕВОГО НАСОСА

**Постановка проблемы и ее связь с важными научными или практическими задачами.** Поиск технических решений направленных на повышение надежности судовых насосов является актуальным вопросом при проектировании и эксплуатации судовых систем. Требуемый уровень безопасности и надежности закладывается при создании насосных агрегатов, в процессе эксплуатации возможно лишь поддержание заданных при проектировании параметров за счет правильного технического обслуживания и ремонта, что связано с временными и финансовыми затратами.

**Анализ исследований и публикаций.** Научно-исследовательские работы ведущих специалистов в области судостроения и судоремонта [1-5], направленные на повышение надежности или эффективности эксплуатации корпуса судна, судовых энергетических установок, судовых систем проводятся путем имитационного моделирования состояний объектов исследований с помощью прикладных компьютерных программ.

Анализ опыта проектирования и эксплуатации судовых насосов [6, 7], показывает необходимость создания моделей позволяющих моделировать конструктивные и технологические параметры насосного агрегата.

Вне зависимости от конструктивного исполнения, важным качеством, необходимым для надежной работы судовых насосов является прочность рабочего органа – вращающегося колеса с лопастями.

С точки зрения прочности, наиболее уязвимой частью рабочего органа судовых осевых насосов является – лопасть.

Для расчета прочности лопастей в турбомашиностроении используют два основных подхода.

Первый представляет собой метод расчета общей прочности по балочной теории. В его основе лежит допущение о том, что лопасть может быть представлена в виде заделанного на конце консольного

прямого стержня с переменной площадью поперечных сечений, подверженного косому изгибу от действия внешних сил. В процессе расчета проверяется выполнения условия статической прочности, при этом коэффициенты запаса статической прочности должны быть не менее допустимых значений, которые выбирают в зависимости от пластичности используемого материала [8, 9].

Второй подход основывается на методе конечных элементов (МКЭ). МКЭ в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого тела с помощью численных методов. МКЭ основан на дискретизации объекта для решения уравнений механики сплошной среды при этом предполагается, что эти соотношения выполняются в пределах каждой из элементарных областей [10].

Развитие вычислительной техники и пакетов автоматизированного конструирования позволяет переходить на современные методы расчета лопастей турбомашин и уточнять существующие методики расчета на основе проводимых компьютерных экспериментов.

**Целью настоящего исследования** является создание с помощью компьютерной программы [10] трехмерной твердотельной модели рабочего органа судового осевого насоса и численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопастей.

**Изложение основного материала исследования.** Компьютерное имитационное моделирование напряженно-деформированного состояния лопасти судового осевого насоса позволяет определить места с наибольшими эквивалентными напряжениями  $\sigma$ , следовательно, наиболее вероятные очаги разрушения в случае аварии, изменения рабочих условий и использования насосов сверх срока безопасной эксплуатации.

В задачи исследования входило выбор прототипа насоса, разработка твердотельной трехмерной модели, и затем проведение компьютерного моделирования. Используя комплекс программ [10] смоделировано напряженно- деформированное состояние лопастей осевого судового насоса.

В качестве прототипа модели был принят судовой осевой циркуляционный насос ЭЦН 2500/6, с характеристиками: подача –  $0,7 \text{ м}^3/\text{с}$ , давление –  $0,006 \text{ МПа}$ , частота вращения –  $12,2 \text{ с}^{-1}$ , мощность –  $650 \text{ кВт}$ , перекачиваемая среда – морская вода [9].

Алгоритм моделирования напряженно-деформированного состояния включает следующие этапы:

1. Создание твердотельной модели.
2. Задание материала лопастей осевого насоса.
3. Определение ограничений.
4. Задание нагрузок, приложенных к поверхностям лопастей.
5. Анализ напряженно-деформированного состояния.
6. Визуализация результатов моделирования.

Первым (важным) этапом моделирования является создание твердотельной трехмерной модели рабочего органа осевого насоса.

Системы трехмерного геометрического моделирования [10] позволяют решить проблемы, возникающие при исследованиях физических моделей.

Твердотельная трехмерная (визуальная) модель выглядит аналогично физической, но является нематериальной. Такая модель сохраняется в памяти компьютера совместно со своим математическим описанием, благодаря этому возможно устранение основного недостатка физической модели – проведения измерений для последующего прототипирования или серийного производства [11].

На рис. 1 представлены результаты проектирования твердотельной модели рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями в полнотельном изображении).

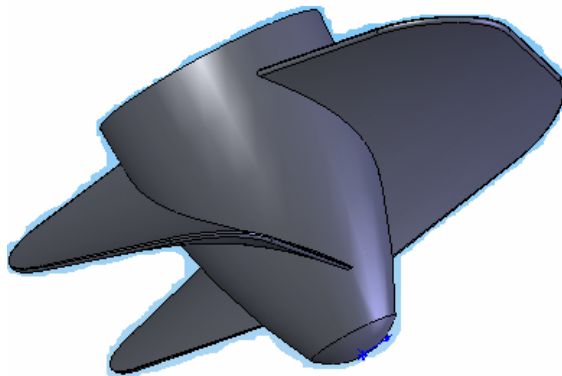


Рис. 1. Твердотельная трехмерная модель рабочего органа осевого насоса.

На следующем этапе работы был проведен анализ напряженно-деформированного состояния модели с помощью компьютерного моделирования в среде программного комплекса [10].

Расчеты проводимые в программном комплексе, основаны на линейном статическом анализе, в предположении, что материал является анизотропным.

Линейный статический анализ в предполагает, следующие допущения [10]:

- 1) линейное поведение материала в соответствии с законом Гука;
- 2) индуцированные смещения являются достаточно небольшими, чтобы не учитывать изменения в жесткости в результате нагрузки;
- 3) динамические эффекты не учитываются, т.к. нагрузки прикладываются медленно.

Для расчетов принят материал из библиотеки программы [10] с характеристиками:

- имя материала – литая нержавеющая сталь;
- тип модели материала – линейный, упругий, изотропный;
- модуль упругости –  $1,9 \cdot e^{11}$  [Н/м<sup>2</sup>];
- коэффициент Пуассона – 0,26;
- модуль сдвига –  $7,9 \cdot e^{10}$  [Н/м<sup>2</sup>];
- массовая плотность – 7700 [кг/м<sup>3</sup>];
- коэффициент теплового расширения –  $1,5 \cdot e^{-5}$  [K<sup>-1</sup>];
- теплопроводность – 37 [Вт/(м·К)];
- удельная теплоемкость – 520 [Дж / (кг · К)].

Для проведения дальнейших расчетов были выбраны поверхности находящиеся в «относительно неподвижном» состоянии по отношению к воздействующим нагрузкам (рис. 2,а). Затем определены поверхности и грани лопастей на которые воздействуют силы гидродинамического давления (рис. 2,б).

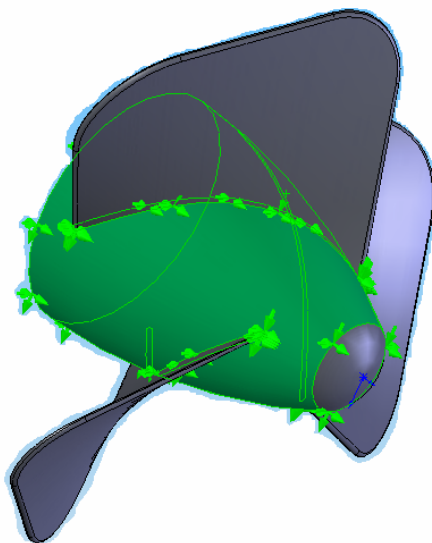
Осевая нагрузка на лопасти определялась приближенно по зависимости [12]:

$$P = S_n \cdot \gamma \cdot H, \quad (1)$$

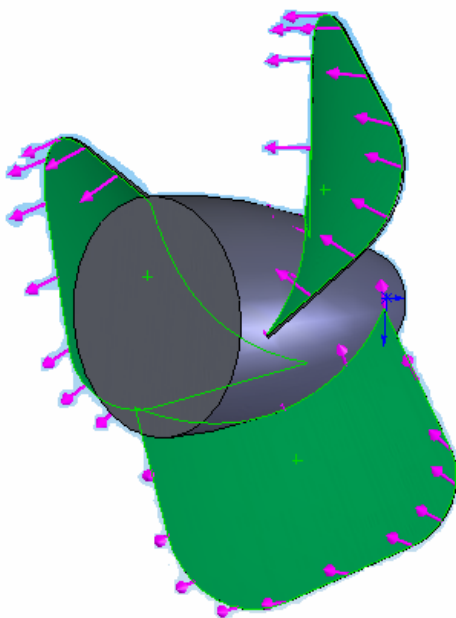
где  $S_n$  – площадь поверхности лопаток, м<sup>2</sup>,  $\gamma$  – удельный вес перемещаемой жидкости, Н/м<sup>3</sup>,  $H$  – напор насоса, м.

В результате проведения расчетов модели получена визуализированная информация по: распределению усилий в модели (рис. 3); распределению смещений в модели (рис. 4);

В расчетах использована расчетная сетка из элементов размером 11,063 мм, количество элементов – 12696, количество узлов – 20439.



а)



б)

Рис. 2. Модель рабочего органа осевого насоса с наложением ограничений (а) и нагрузки (б).

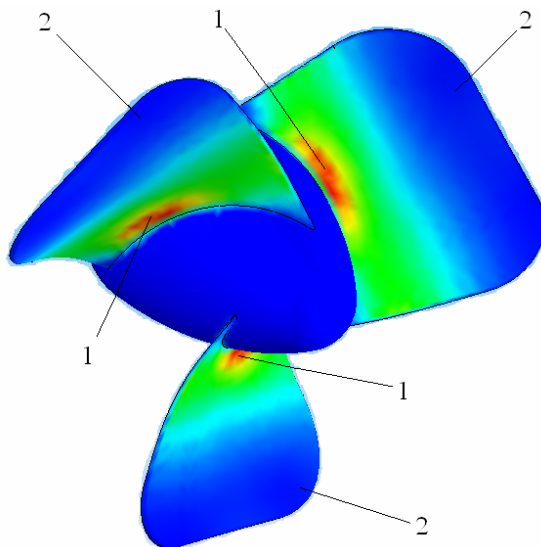


Рис. 3. Эпюра распределения усилий в лопатках: 1 – участки в которых возникают наибольшие усилия сопротивления при деформации модели; 2 – участки с наименьшими усилиями сопротивления.

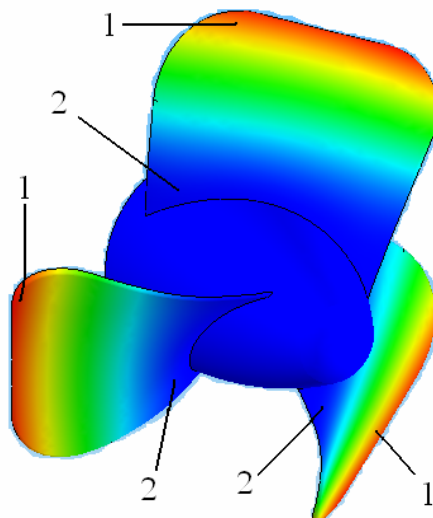


Рис. 4. Эпюра смещений в лопатках: 1 – участки в которых возникают наибольшие смещения от гидродинамической нагрузки; 2 – участки с наименьшими смещениями.

### Выводы

1. Для повышения надежности эксплуатации судового осевого насоса ЭЦН 2500/6 разработана твердотельная модель его рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями).

2. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопаток осевого насоса, дает возможность более полно оценить вероятные деформации и места разрушения лопаток.

3. Анализ эпюр позволил определить зоны (на поверхностях лопастей) в которых наблюдаются максимальные усилия и смещения. Площадь зоны лопасти в которой возникают максимальные усилия составляет 1250 мм<sup>2</sup>. Площадь зоны лопасти в которых наблюдаться максимальные смещения составляет 5420 мм<sup>2</sup>.

### Заклучение

Результаты проведенного исследования напряженно-деформированного состояния лопаток насоса, под действием гидродинамических нагрузок возникающих в процессе эксплуатации могут быть использованы для сравнительной оценки надежности лопаток судовых насосов различной конструкции при проведении научно-исследовательских, диссертационных работ магистрантов, аспирантов, научных работников, а также при подготовке к сертификационным испытаниям.

Разработанная твердотельная модель будет использована, как элемент сборки, при создании модели проточной части насосного агрегата для проведения гидравлического моделирования потока.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бутенко Н.Ф. Анализ особенностей напряженно-деформированного состояния корпусов однотрюмных морских судов/ Бутенко Н.Ф., Давыдов И.Ф., Козляков В.В., Соловьев А.А. // Труды НТК по СМК памяти акад. Ю.А. Шиманского. - СПб: ЦНИИ им акад. А.Н. Крылова, 2008. - С. 53 - 54.

2. Медведев В.В. Использование имитационного моделирования для обеспечения надежности и безопасности судовых дизелей/ Медведев В.В., Половинкин В.Н. // Имитационное моделирование. Теория и практика: Сб. докладов 4-й НПК ИММОД-2009. Том 2. СПб.: ОАО «ЦТСС». 2009. – с. 159-164.

3. Аврамов В.В. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния гребного винта с учетом гидродинамической нагрузки / В.В.Аврамов, А.В. Печенюк, Б.Н.Станков // Сборник докладов междунаучно-практ. конф. в честь 80-летнего юбилея профессора В.В. Козлякова. - Одесса: Судостроение и судоремонт, 2010. – С. 232 – 235.

4. Кондратьев И. А. Имитационное моделирование ледовых нагрузок на валопроводы транспортных судов: автореферат дис. канд. техн. наук : 05.08.05 ЛИВТ. - Л., 1987. - 19 с.

5. Никольский В.В. Система мониторинга позиционирования полупогружных плавучих буровых установок / Никольский В.В., Будашко В.В., Хнюнин С.Г., Раенко Н.Е. // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 35. – Одесса: ОНМА, 2015. –С. 137-141.

6. Сторожев В.П. Анализ работы валов судовых центробежных насосов [Текст] / Сторожев В.П., Кошманов Н.А. // Современные достижения в науке и образовании: сб. статей. - Тель-Авив, 2009. - С.32-35.

7. Тормашев Д.С. Статистическое исследование показателей функциональной надежности центробежных насосов судовых систем [Текст] / Башуров Б.П., Носенко Е.С., Тормашев Д.С. // Судостроение – 2011. - № 4 (797). – С. 27 – 29.

8. Постнов В.А. Численные методы расчета судовых конструкций. Л., «Судостроение», 1977, 279 с.

9. Судовые насосы: Справочник / Будов В.М. –Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.

10. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

11. Трехмерное геометрическое моделирование. Учебн. Пособие / Смирнов А. А. –М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 40с.

12. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск, «Вышэйш. школа», 1976, 416 с.