

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОГРУЖНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Абрамов Владимир Сергеевич,

Студент магистр

Казанский национальный исследовательский технический институт им. А.Н.

Туполева

Казань, Россия

E-mail: vovchik.abramovich@mail.ru

Отечественная нефтегазовая промышленность значительно уступает иностранным компаниям в области научных исследований совершенствования оборудования по перекачке жидкостей, поэтому в нынешних реалиях возникла необходимость в модернизации погружных центробежных насосов. Так как центробежный насос представляет собой сложный агрегат, состоящий из большой номенклатуры деталей, стоит остановиться на узлах непосредственно, связанных с взаимодействием потока жидкости, а именно рабочее колесо. Статья посвящена повышению КПД рабочего колеса, путем изменения геометрии профиля лопаток, что ранее подтверждалось теоретическими исследованиями, связанных с построением требуемого профиля лопаток рабочего колеса. Большое внимание уделено моделированию процесса построения геометрии лопаток, исследование гидродинамических характеристик оптимизированного профиля, а также проверке модели, полученной путем аддитивных технологий, на гидравлическом стенде.

Расчеты течения потока жидкости осуществляются при помощи одномерной теории течения, основанной на уравнениях Эйлера.

Система дифференциальных уравнений Эйлера движения идеальной жидкости [1] представляет собой:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial v_x}{\partial t} \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial v_y}{\partial t} \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial v_z}{\partial t} \end{cases}$$

где, $\frac{dv_x}{dt}, \frac{dv_y}{dt}, \frac{dv_z}{dt}$ – проекции сил инерции на оси X, Y, Z, ρ – плотность жидкости, элементарный параллелепипед со сторонами $\partial x, \partial y, \partial z$, X, Y, Z – компоненты массовых сил относительно осей x, y, z; ∂p – гидростатическое давление.

Преобразователем механической энергии вращения вала электродвигателя в энергию давления служит рабочее колесо, от последнего зависит пропускная способность и гидравлические характеристики центробежного насоса. Поэтому оптимизация конструкции рабочего колеса стоит в авангарде факторов, в конечном итоге влияющих на эффективность работы центробежного насоса.

Расчеты течения потока жидкости осуществляются при помощи одномерной теории течения, основанной на уравнениях Эйлера.

Система дифференциальных уравнений Эйлера движения идеальной жидкости [1] представляет собой:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial v_x}{\partial t} \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial v_y}{\partial t} \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial v_z}{\partial t} \end{cases}$$

где, $\frac{dv_x}{dt}, \frac{dv_y}{dt}, \frac{dv_z}{dt}$ – проекции сил инерции на оси X, Y, Z, ρ – плотность жидкости, элементарный параллелепипед со сторонами $\partial x, \partial y, \partial z$, X, Y, Z – компоненты массовых сил относительно осей x, y, z; ∂p – гидростатическое давление.

Для проектирования рабочего колеса центробежного насоса используется теория одномерного потока [2], заключающегося в формировании траектории жидкости, огибающей профиль лопатки. Угол входа лопатки β_1 и угол поворота лопатки θ являются двумя важными параметрами в процессе оптимизации рабочего колеса в соответствии с одномерной теорией потока. Гидравлическая производительность рабочего колеса в основном определяется этими параметрами. В реальном оптимизированном процессе проектирования угол

выхода лопасти β_2 часто варьируется от 15° до 40° , а угол заворачивания лезвия часто варьируется от 90° до 130° . Выбор угла поворота лопасти и угла выхода лопасти в основном зависит от конкретной скорости центробежного насоса и фактической оптимизированной конструкции. Если угол поворота лопасти слишком велик, площадь трения крыльчатки становится большой, что плохо сказывается на повышении эффективности. Если угол поворота лопасти слишком мал, рабочее колесо не может эффективно управлять потоком воды и рабочее колесо не может работать стабильно. Что касается угла выхода лопасти, то умеренное значение может эффективно улучшить гидравлические характеристики центробежного насоса.

Диаметр входа D_1 , мм; ширина входа b_1 , мм; диаметр выхода D_2 , мм; ширина выхода b_2 , мм; диаметр начала лопаток D_3 , мм; диаметр конца лопаток D_4 , мм; угол на входе $\beta_1, ^\circ$; угол на выходе $\beta_2, ^\circ$.

Для оптимизации конструкции лопаток рабочего колеса погружного центробежного насоса используется программное обеспечение ANSYS CFX [3].

Полноценный анализ конструкции рабочего колеса центробежного насоса, позволил выделить существенные факторы, влияющие на его производительность, что в дальнейшем позволило провести его оптимизацию, отбросив несущественные факторы, затрудняющие процесс вычисления. Проведенный гидродинамический расчет рабочего колеса, показал положительные результаты в сторону увеличения КПД по сравнению с исходным вариантом, теоретически изложенные параметры геометрии профиля лопаток рабочего колеса, подтвердили свое непосредственное отношение к формированию оптимального профиля лопаток рабочего колеса, позволяющего переносить жидкость из зоны входа в периферийную зону с наименьшими гидравлическими потерями.

Для более наглядного и детального изменения течения жидкости в проточной области исходного и оптимизированного рабочего колеса были сформированы градиентные распределения скорости потока жидкости и полного давления проточной и меридианного сечения соответственно.

Финальным этапом проверки работоспособности рабочего колеса является проверка гидродинамических показателей, а именно КПД (%) рис. 18, напора (м) рис. 16, мощности (кВт) рис. 17 в зависимости от подачи ($\text{м}^3/\text{сут}$).

Подводя итоги данной статьи, удалось повысить КПД оптимизированного варианта на 4,27%, что является довольно приемлемым результатом, основываясь на недостаточную вычислительную мощность использованного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лазарев И.В., Сергеев Н.Н., Сергеев А.Н., Хонелидзе Д.М., Кутепов С.Н., Дорохин Ю.С., Медведев П.Н., Метелкина Д.С. Гидравлика : Учебное пособие / Тула, 2017. Тула: Тульский государственный университет, 2017. — 178 с. - ISBN 978-5-9585-0509-8. – Текст: электронный.-URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=22978147> (дата обращения: 24.05.2022). – Режим доступа: свободный.
2. Викулов М.А., Овчинников Н.П., Бочкарев Ю.С. Стационарные машины. Центробежные насосы на горных предприятиях. Учебное пособие. — Якутск: Северо-Восточный федеральный университет, 2019. — 126 с. — ISBN 978-5-7513-2710-1. – Текст: электронный. - URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=38464826> (дата обращения: 19.05.2022). – Режим доступа: свободный.

3. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания / сост. О.В. Батурин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев, Г.М. Попов, Л.С. Шаблий – Самара: Изд-во Самар. Гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 100 с.: ил. – Режим доступа: свободный.