МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК

Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 621.671.22

# Исследование течений в направляющем аппарате канального типа центробежного насоса тип ЦНС методами гидродинамического моделирования

Кулешова М.С., студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» Гетманцева Е.В., студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» Чабурко П.С., студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»

> Научный руководитель: Петров А.И., к.т.н., доцент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана vyaroz@bmstu.ru

В настоящее время наиболее современным методом оптимизации проточных частей лопастных насосов для повышения их энергоэффективности является метод гидродинамического моделирования течений в них при помощи программных пакетов STAR CCM+, ANSYS CFX и их аналогов. Применение таких программных средств позволяет существенно увеличить КПД насосов на этапе их проектирования и снизить затраты на изготовление опытных образцов.

В настоящей статье описано исследование течения жидкости в каналах направляющего аппарата ступени многоступенчатого насоса тип ЦНС с помощью программного пакета STAR CCM+. Работа была выполнена на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана в рамках студенческой научной работы.

## Постановка задачи

Направляющий аппарат является комбинацией отводящего и подводящего устройства в многоступенчатым центробежном насосе (в данном случае взят насос тип ЦНС – секционный многоступенчатый насос с числом ступеней равным 8, напором 400 м и подачей 60 м<sup>3</sup>/час при частоте вращения 2900 об/мин, рассматривалась промежуточная ступень) [3]. Направляющий аппарат (далее НА) имеет достаточно сложную пространственную геометрию, вследствие чего расчет потерь в нем традиционными методами гидромеханики весьма затруднен [1]. Задачей расчета являлось построение модели течения жидкости в каналах НА, определение распределения скоростей и давлений по всей протяженности канала, поиск участков, где имеются неоправданно высокие потери напора, и снижение этих потерь с целью повышения общего КПД насоса. Для этого использовался программный пакет STAR CCM+ и имеющийся на кафедре 64-процессорный кластер. 3D-модель НА, выполненная в программном пакете SolidWorks, представлена ниже (Рис. 1).



Рис. 1. 3D-модель области течения жидкости в направляющем аппарате

Кроме вышеизложенной задачи, представляется интересным уточнение соотношения потерь в прямом, переводном и обратном каналах НА для определения возможного алгоритма оптимизации его геометрии.

## Математическая модель

При численном моделировании использовался метод контрольного объема [2]. Суть метода состоит в следующем:

Расчетная область разбивается на множество мелких ячеек. Размеры ячеек колеблются от 0,5 мм до 10 мм в зависимости от решаемой задачи и геометрического расположения в проточной части. Каждая ячейка представляет собой замкнутую область течения жидкости или газа (Рис. 2), для которой производится поиск полей макроскопических величин (например, скорости, давления), описывающих состояние среды во времени и удовлетворяющих определенным законам, сформулированным математически. Наиболее используемыми являются законы сохранения в Эйлеровых переменных.



Рис. 2. Баланс потоков через контрольный объем

Для любой величины ф, в каждой точке O(x,y,z,t) пространства, окруженной некоторым замкнутым конечным объемом, в момент времени t существует следующая зависимость: общее количество величины ф в объеме может изменяться за счет следующих факторов:

• транспорт количества этой величины через поверхность,

ограничивающую контрольный объем — поток;

• генерация (уничтожение) некоторого количества величины ф внутри контрольного объема — источники (стоки).

Математически это записывается следующим образом:

$$\frac{\partial \left(\rho \phi\right)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho U \phi\right) - \nabla \cdot \left(D_{\phi} \phi\right) = S_{\phi}$$

где:

$$rac{\partial(
ho arphi)}{\partial ext{t}}$$
 — изменение некоторой физической величины  $arphi$ 

•  $\nabla \cdot (\rho U \phi)$  — конв $\varphi$ тивное слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины

•  $\nabla \cdot (D_{\varphi} \phi)$  — диффузное слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величины  $\varphi$ 

• S<br/>ф-источниковое слагаемое в абстрактном законе сохранения физической величин<br/>ы $\varphi$ 

В случае расчета течения несжимаемой жидкости внутри направляющего аппарата составляются следующие законы сохранения величин для каждой расчетной ячейки:

• Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости:

$$\operatorname{div}(\vec{v}_{y}) - \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial z} = 0$$

где  $V_x$ ,  $V_y$ ,  $V_z$  – проекции вектора скорости на координатные оси. Горизонтальная черта здесь и далее означает операцию осреднения величины по времени.

• Уравнение сохранения количества движения осредненные по времени (Уравнение Навье-Стокса осредненное по Рейнольдсу):

$$\begin{split} \rho \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial t} + \rho \overline{V}_{x} \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial x} + \rho \overline{V}_{y} \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial y} + \rho \overline{V}_{z} \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial z} = \rho f_{x} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(\mu \cdot \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial x} - \rho \overline{V'_{x}} V'_{x}\right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial x}\right) - \rho \overline{V'_{x}} V'_{y}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial x}\right) - \rho \overline{V'_{x}} V'_{z}\right) \\ \rho \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial t} + \rho \overline{V}_{x} \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial x} + \rho \overline{V}_{y} \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial y} + \rho \overline{V}_{z} \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial z} = \rho f_{z} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + 2 \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left(\mu \cdot \frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial y} - \rho \overline{V'_{y}} V'_{y}\right) \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial y}\right) - \rho \overline{V'_{y}} V'_{x}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial y}\right) - \rho \overline{V'_{y}} V'_{z}\right) \\ \rho \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial t} + \rho \overline{V}_{x} \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial x} + \rho \overline{V}_{y} \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial y} + \rho \overline{V}_{z} \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial z} = \rho f_{z} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + 2 \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\mu \cdot \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial z} - \rho \overline{V'_{y}} V'_{z}\right) \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{V}_{x}}{\partial x}\right) - \rho \overline{V'_{y}} V'_{x}\right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{y}}{\partial z} + \frac{\partial \overline{V}_{z}}{\partial y}\right) - \rho \overline{V'_{y}} V'_{z}\right) \end{split}$$

где

 $\rho$  – плотность жидкости (при расчетах принималась  $\rho$ =1000 кг/м<sup>3</sup>)

 $\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости (при расчетах принималось  $\mu{=}0{,}001~{\rm Ha}{\cdot}{\rm c}).$ 

Молодежный научно-технический вестник ФС77-51038, ISSN 2307-0609

Члены вида  $\rho V_i V_j$  называются Рейнольдсовыми напряжениями. Они появляются в уравнениях в результате формальной процедуры осреднения и делают систему уравнений незамкнутой. В результате возникает необходимость вводить дополнительные допущения и взаимосвязи в исходную систему уравнений.

Одним из основных допущений является принятие гипотезы Буссинекса:

$$-\rho \cdot < U_{i}U_{j} = 2 \cdot \mu_{t} \cdot \left(\frac{1}{2}\left[\frac{\partial U_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial U_{j}}{\partial x_{i}}\right] - \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial U_{k}}{\partial x_{k}} \cdot \delta_{ij}\right) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$$

Совокупность новых взаимосвязей и допущений образует модель турбулентности. В данной работе использовалась k-ω SST модель турбулентности. Данная модель сочетает в себе преимущества как k-ω, так и k-ε модели. В пристенной области используется k-ω модель, а в ядре потока k-ε модель.

Модель дополняется двумя дополнительными уравнениями переноса кинетической энергии турбулентности и относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\frac{\partial \mathbf{k}}{\partial t} + \mathbf{U}_{j} \frac{\partial \mathbf{k}}{\partial x_{j}} = \mathbf{P}_{\mathbf{k}} - \beta^{*} \mathbf{k} \boldsymbol{\omega} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \left( \boldsymbol{\nu} + \boldsymbol{\sigma}_{\mathbf{k}} \boldsymbol{\nu}_{\mathrm{T}} \right) \cdot \frac{\partial \mathbf{k}}{\partial x_{j}} \right]$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_{j} \frac{\partial \omega}{\partial x_{j}} = \alpha \cdot S^{2} - \beta \cdot \omega^{2} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \left( \nu + \sigma_{\omega} \nu_{T} \right) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_{j}} \right] + 2 \cdot \left( 1 - F_{1} \right) \cdot \sigma_{\omega^{2}} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_{i}} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_{i}}$$

Направляющий аппарат моделировался в нестационарной постановке с равномерными граничными условиями на входе [4]. Значения скорости рассчитывалось из треугольника скоростей на выходе рабочего колеса.

### Расчет и исследование течений в направляющем аппарате

Для численного моделирования строилась призматическая сетка с различной топологией [5]. В ядре потока ячейки представляют из себя многогранники различной формы и размеров, 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). При данном расчете количество ячеек составило около 880 000. Расчетная сетка представлена ниже (Рис. 3, Рис. 4, Рис. 5, Рис. 6).



Рис. 3. Расчетная сетка в сечении прямого канала НА



Рис. 4. Расчетная сетка, в частности пограничный слой, в сечении прямого канала HA



Рис. 5. Расчетная сетка в сечении обратного канала НА



Рис. 6. Расчетная сетка, в частности пограничный слой, в сечении обратного канала НА

В результате проведенных расчетов были получены следующие картины распределения давлений и скоростей в сечениях НА:



Рис. 7. Распределение давлений в НА со стороны прямого канала



Рис. 8. Распределение давлений в НА со стороны обратного канала



Рис. 9. Распределение векторного поля скоростей в сечении прямого канала НА



Рис. 10. Распределение векторного поля скоростей в сечении прямого канала НА



Рис. 11. Распределение векторного поля скоростей в сечении переводного канала НА



Рис. 12. Распределение векторного поля скоростей в сечении обратного канала НА

Молодежный научно-технический вестник ФС77-51038, ISSN 2307-0609



Рис. 13. Распределение векторного поля скоростей в сечении обратного канала НА

## Результаты расчета и выводы

В результате проведенного моделирования были также определены интегральные величины гидравлических потерь как в отдельных элементах канала направляющего аппарата, так и в канале в целом. Потери оценивались по величинам полного напора в характерных промежуточных сечениях каналов, а также в сечениях на входе и выходе направляющего аппарата. Полученные величины потерь приведены в таблице:

Суммарные потери в НА, м	15,22
Потери в прямом канале НА, м	3,37
Потери в переводном канале НА, м	4,37
Потери в обратном канале НА, м	7,48

По результатам расчетов были сделаны следующие выводы:

Согласно проведенному расчету величина суммарных потерь в НА составила 15,22 м (30% от развиваемого ступенью напора (50 м). Таким образом подтверждается приводимый в литературе тезис о том, что основные гидравлические потери в проточной части многоступенчатого насоса потери концентрируются в отводящем устройстве, а не в колесе [3].

Результаты исследования показали, что применение безлопаточного переводного канала торообразной формы приводит к значительным гидравлическим потерям в нем, что видно из картины распределения скоростей в сечении переводного канала (Рис. 11).

Оценивая распределение скоростей в обратном канале НА (Рис. 12), можно сделать вывод о том, что в нем концентрируется большая часть гидравлических потерь (49% от суммарных). Величина этих потерь определяется интенсивным вихреобразованием, что, в свою очередь, говорит о несовершенстве имеющейся в данное время методики расчета обратных каналов [1] (в нашем случае он значительно перерасширен). В ходе дальнейших исследований целесообразно провести оптимизацию этого участка канала НА.

Требуется разработка методики оптимизации геометрии каналов НА с использованием современных методов гидродинамического моделирования, т.к., как было показано выше, расчет НА по традиционным методикам может привести к низким показателям энергоэффективности насосов такого типа.

#### Список литературы

- 1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. 304с.
- 2. Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 214p.
- 3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423с.
- Ломакин В.О. Разработка метода оптимального проектирования отводящего устройства нефтяного магистрального насоса: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2012. 23с.
- Hong Liu, Peiwen Li CFD Assisted Design Optimization of a Flow Distributor for Uniform Fluid Distribution// ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Volume 6: Fluids and Thermal Systems; Advances for Process Industries, Parts A and B, 2011, p.97-106. DOI:10.1115/IMECE2011-65344.