

А. И. Фархутдинов, Г. Г. Еникеев, А. А. Соловьев

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТУПЕНИ ВЫСОКООБОРОТНОГО ПОГРУЖНОГО ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Рассматривается задача получения рабочей характеристики ступени центробежного насоса методами математического моделирования. Данная задача решается путем математического моделирования трехмерного течения вязкой турбулентной несжимаемой жидкости в ступени на различных расчетных режимах и получения интегральных характеристик подачи, напора и КПД. Решение осуществлялось с использованием метода контрольного объема в пакете STAR-CCM+, расчетная область состоит из 1 800 000 ячеек. В результате получены расчетные характеристики напора и КПД ступени в зависимости от подачи и их анализ. *Центробежная ступень; лопастной насос; высокооборотный насос; математическая модель течения жидкости; рабочие характеристики; численное моделирование*

ВВЕДЕНИЕ

Существующие методики проектирования центробежных рабочих колес и направляющих аппаратов погружных насосов [1–5] позволяют получить предварительную конструкцию ступени, зачастую не удовлетворяющую требованиям технического задания и поэтому требующую дальнейших доработок. Данные методики используют принцип подобия насосов, то есть параметры разрабатываемых рабочих колес и направляющих аппаратов рассчитываются согласно теории подобия с использованием параметров серийно выпускаемых ступеней. Такой подход связан с риском получения пониженных гидродинамических характеристик ступени из-за несовершенства существующих ступеней, погрешностей измерения гидродинамических и геометрических параметров ступеней-прототипов, а так же погрешностей методик пересчета параметров.

На сегодняшний день на рынке погружных электроцентробежных насосов (ЭЦН) наблюдается тенденция к уменьшению габаритных размеров насосных установок. В связи с этим появляется необходимость проектирования, испытания и доводки малогабаритных ступеней ЭЦН. Для удешевления процесса проектирования применяются методы математического моделирования процессов в ступени с целью доработки конструкции до изготовления опытного образца.

Задача моделирования процессов течения жидкости в центробежной ступени является актуальной, поскольку ее решение позволит детально исследовать течение жидкости в элементах конструкции ступени, обратить внимание

на проблемные зоны, оценить влияние применяемых конструктивных решений на параметры ступени.

1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе исследуется движение жидкости в малогабаритной ступени, спроектированной с использованием методики [1], схема сборки с плавающим рабочим колесом. Проектный напор ступени 40 м при подаче 100 м³/сут.

Особенностью данной ступени является номинальная частота вращения 10000 об/мин, достигаемая применением высокооборотного вентильного погружного электродвигателя. В связи с этим значительно увеличивается напор ступени, следовательно, меньшее количество ступеней устанавливается в насос, за счет чего уменьшается его длина. Трудности при проектировании связаны с отсутствием статистических данных о параметрах ступеней погружных многоступенчатых насосов с высокой частотой вращения. В настоящее время серийно выпускаемые погружные ЭЦН ограничиваются частотой вращения ротора 6000 об/мин. Похожая задача исследовалась в [6], однако в этой работе исследовалось течение жидкости в сегменте ступени, что предполагает задание условия периодичности и осреднения параметров на выходе сегмента. Данный подход позволяет экономить время счета ПК, однако вносит некоторую неточность в решение.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

2.1. Постановка задачи

Для исследования режимов работы центробежной ступени решается задача трехмерного

моделирования турбулентного потока вязкой несжимаемой жидкости в рабочем колесе и направляющем аппарате без учета теплообмена при различных подачах ступени: от 60 м³/сут до 160 м³/сут с шагом 20 м³/сут. Плотность рабочей жидкости 1000 кг/м³. Моделирование выполняется в программном комплексе *STAR-CCM+*. Для задач гидродинамики в основном используется пакет *FlowVision* [7], однако в данном пакете применяется прямоугольная расчетная сетка, которая менее точно описывает геометрию проточной части, чем сетка, применяемая в *STAR-CCM+*.

Задача решается со следующими допущениями:

- жидкость несжимаемая;
- внешние массовые силы отсутствуют;
- течение рабочей жидкости – стационарное;
- режим течения – турбулентный;

Жидкость, попадающая в насос, проходит через первое рабочее колесо (РК) без направляющего аппарата (НА) и приобретает значительную окружную скорость. Затем следует в канал НА следующей ступени, где поток раскручивается и приобретает осевое направление, после чего попадает в канал РК, где процесс закрутки повторяется (рис. 1).

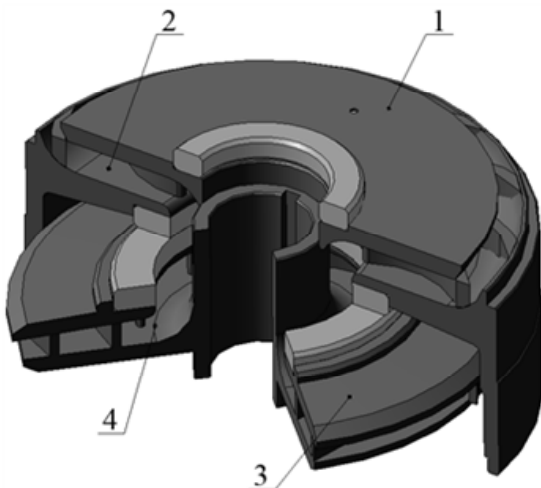


Рис. 1. Центробежная ступень:

1 – направляющий аппарат; 2 – канал НА;
3 – рабочее колесо; 4 – канал РК

Для разработки твердотельной модели использовался пакет прикладных программ *SolidWorks 2009*. Модель представляет собой центробежную ступень, то есть совокупность рабочего колеса и направляющего аппарата,

выполненных в соответствии с особенностями конструктивной схемы.

2.2. Математическая модель течения жидкости в ступени

Для несжимаемых потоков жидкости и подвижной координатной структуры системой *STAR-CCM+* решаются следующие уравнения сохранения массы и импульса (уравнения Навье-Стокса) в декартовой записи тензора координат:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i},$$

где x_i – декартова координата ($i = 1, 2, 3$); u_i – абсолютная компонента скорости жидкости в направлении x_i ; p – статическое давление; ρ – плотность; τ_{ij} – компоненты тензора напряжений.

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j},$$

где μ – молекулярная динамическая вязкость жидкости; u'_i – флуктуации относительно средней скорости, черта вверху означает процесс осреднения по ансамблю; s_{ij} – значение тензора деформаций; δ_{ij} – оператор Кронекера.

Первый элемент этого уравнения представляет собой дополнительные реинольдсовы напряжения, определяющие турбулентную природу потока. Они связаны с полем средней скорости через модели турбулентности.

На сегодняшний день не существует универсальной модели турбулентности, которая могла бы применяться при моделировании любых течений жидкости или газа. Поэтому необходимо обоснованно выбрать модель турбулентности, которая лучшим образом "подходит" для данной задачи. В *STAR-CCM+* реализован широкий спектр моделей турбулентности. Их можно разделить на три категории:

- модели вихревой вязкости (МВВ);
- модели напряжений Рейнольдса (МНР);
- модели больших вихрей (МБВ).

В таблице приведены доступные модели турбулентности и их основные характеристики:

Модели турбулентности

	Название модели	Модификации	Пристеночное течение
MBB	Постоянная турбулентная вязкость	-	WF
	Турбулентная вязкость, задаваемая пользователем	-	WF
	<i>k-l</i>	-	WF
	<i>Spallat-Allmaras</i>	-	WF/LowRe
	<i>k-ε</i>	<i>Standard</i>	WF/LowRe/2LR
		<i>RNG</i>	WF/2LR
		<i>Chen W</i>	F/2LR
		<i>Speziale W</i>	F
		<i>Suga W</i>	F/LowRe
	<i>k-ω</i>	<i>Standard</i>	WF/LowRe
<i>SST W</i>		F/LowRe	
MHP	<i>RSM</i>	<i>Gibson-Lauder</i>	WF
		<i>Speziale-Sarkar-Gatski</i>	WF
MBB	<i>Smagorinsky</i>	-	LowRe
	<i>k-l</i>	-	LowRe

В данной таблице: *WF* – *wall function* (турбулентность вблизи стенки моделируется с использованием пристеночной функции); *LowRe* – турбулентность вблизи стенки моделируется с использованием низкорейнольдсовой модели турбулентности; *2LR* – двухслойная модель турбулентности.

Двухслойные модели турбулентности для расчета используют сетку с небольшим количеством пограничных слоев, в отличие от моделей турбулентности с пристеночной функцией или низкорейнольдсовых моделей, что позволяет экономить счетное время.

Двухслойная *k-ε* модель турбулентности предназначена для расчета внутренних течений в узких каналах со сложной геометрией проточной части, в отличие от модели больших вихрей. Модель напряжений Рейнольдса не имеет двухслойной модификации и требует задания пристеночной функции, а значит, и сильного сгущения сетки в области стенок.

Для проведения расчетов была выбрана двухслойная *k-ε* модель турбулентности. Эта модель использует обычную форму *k-ε* модели везде, кроме регионов с преобладающим влиянием вязкости у стенок, где используется вариант уравнений турбулентности для низких чисел Рейнольдса – модель длины перемешивания.

В рамках *k-ε* модели для высоких чисел Рейнольдса решаются следующие уравнения переноса:

- турбулентная кинетическая энергия

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t P - \rho \epsilon,$$

где $P \equiv S_{ij} \frac{\partial y_i}{\partial x_j}$; $\mu_t = \frac{C_{\mu} \rho k^2}{\epsilon}$ – коэффициент

турбулентной вязкости; σ_k – турбулентное число Прандтля; k – турбулентная кинетическая энергия; ϵ – скорость диссипации турбулентной кинетической энергии.

- скорость диссипации кинетической энергии

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \epsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] =$$

$$= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \mu_t P - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i},$$

где $C_{\epsilon 1} = 1,44$; $C_{\epsilon 2} = 1,92$; $C_{\epsilon 3} = -0,33$.

Вблизи стенок турбулентность рассчитывается с помощью модели длины перемешивания. Эта модель вычисляет турбулентную вязкость без использования уравнений переноса, распространяя гипотезу Прандтля о пути смешивания на трехмерные потоки.

Турбулентная вязкость задается как

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$l_m = \kappa y (1 - e^{-D}),$$

где

$$D = \frac{y u_\tau}{26 \nu} = \frac{y^+}{26};$$

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu};$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}};$$

$$\tau_w = (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y},$$

где y – это расстояние до стенки.

Этими уравнениями турбулентная вязкость задается от стенки до точки перехода к стандартным уравнениям переноса k - ε модели турбулентности, расположенной на расстоянии $y^+ \approx 60-100$. Критерием перехода является выполнение условия, что значения турбулентной вязкости, рассчитываемые по модели длины перемешивания и уравнениям переноса, будут равны между собой с заданной точностью.

2.3. Расчетная модель

Расчетная модель представляет собой полную проточную часть ступени (рис. 2) с подводом и отводом жидкости.

Сетка рабочего колеса (ротора) зафиксирована по отношению к остальным элементам (статору). Учет вращения осуществляется за счет добавления к абсолютным скоростям жидкости в области ротора угловой скорости, равной частоте вращения рабочего колеса $166,67 \text{ с}^{-1}$. Такой подход не требует осреднения параметров потока при переходе от неподвижной части к подвижной и наоборот. Параметры потока передаются через интерфейсы, состоящие из сопряженных по форме граней ячеек.

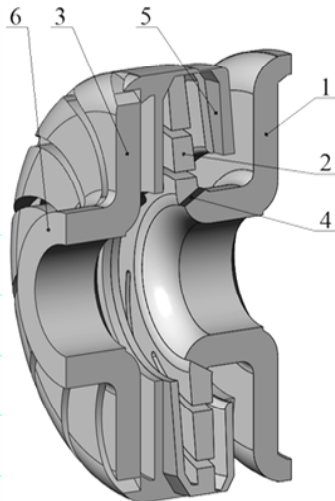


Рис. 2. Проточная часть ступени ЭЦН:
1 – диффузор подвода жидкости;
2 – условно вращающаяся область ротора;
3 – направляющий аппарат;
4, 5 – интерфейсы переноса параметров между статором и ротором; 6 – выходное сечение

2.4. Граничные условия

В модели используются следующие граничные условия:

- задается массовый расход и температура

жидкости на входе в расчетную область;

- скорости на внутренних стенках равны нулю;
- скорости на вращающихся стенках равны окружной скорости;
- стенки адиабатические;
- задается полное давление жидкости в выходном сечении.

Начальные условия – это значения физических величин во всех узлах расчетной сетки до начала расчета. В рамках данной стационарной задачи начальные условия не влияют на конечный результат, однако могут сильно влиять на скорость его достижения:

- полное давление во всех ячейках расчетной области $3 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
- температура жидкости во всех ячейках расчетной области 20° C ;
- скорость жидкости во всех ячейках равна нулю.

2.5. Расчетная сетка

Для решения дифференциальных уравнений в частных производных, составляющих математическую модель, в *STAR-CCM+* используется метод контрольного объема. Для реализации данного метода необходимо разделить расчетную область на конечное количество подобластей (ячеек). Данное множество ячеек образует расчетную сетку. Точность конечного решения дифференциальных уравнений математической модели сильно зависит от качества построения расчетной сетки, то есть точности описания геометрии модели. В местах со сложной геометрией применялось локальное измельчение сетки (рис. 3).

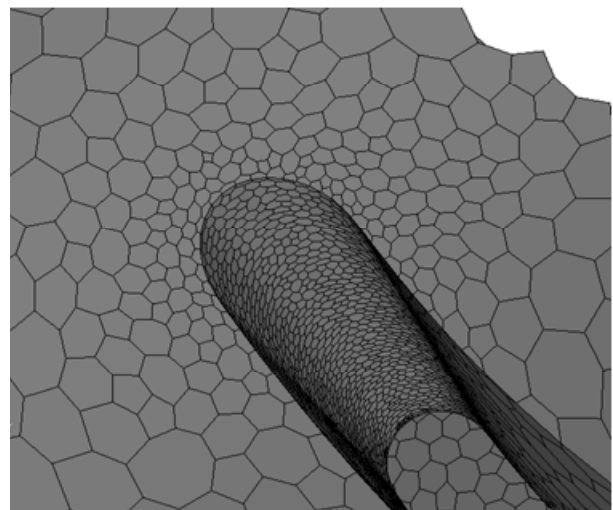


Рис. 3. Локальное измельчение расчетной сетки

Для более точного решения пристеночной модели турбулентности, пограничные слои сетки выполнены призматическими (рис. 4).

Для увеличения точности решения системы дифференциальных уравнений необходимо сгущать расчетную сетку. Однако при сгущении ячеек сверх оптимального количества не происходит существенного изменения величины целевой функции. Моделирование выполнялось на сетках различной густоты, от 500 000 ячеек до 2 500 000 шт. Оптимальное количество расчетных ячеек для данной задачи ~ 1 800 000 штук. При расчетах на более густых сетках изменение целевой функции составило не более 5%.

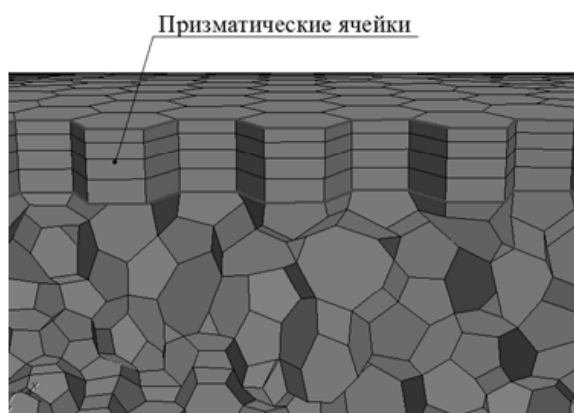


Рис. 4. Призматические слои расчетной сетки

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Математическое моделирование движения жидкости в ступени позволяет детально рассмотреть процессы в отдельных элементах конструкции. Наиболее интересны для рассмотрения межлопаточные области рабочего колеса и направляющего аппарата.

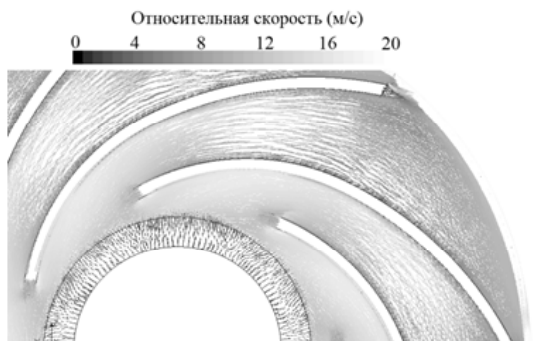


Рис. 5. Распределение скорости жидкости в канале РК

На рис. 5 показано распределение скорости жидкости в канале рабочего колеса в расчете с расходом 100 м³/сут. В результате безвихревого движения жидкости достигается равномерное

увеличение давления в каналах рабочего колеса (рис. 6), а так же отсутствуют потери энергии на вихреобразование.

Анализ поля скоростей жидкости в области межлопаточных каналов направляющего аппарата (рис. 7) позволяет сделать вывод о том, что проходное сечение загромождается большими вихрями. В результате в каналах направляющего аппарата на рис. 8 наблюдаются зоны пониженного давления.

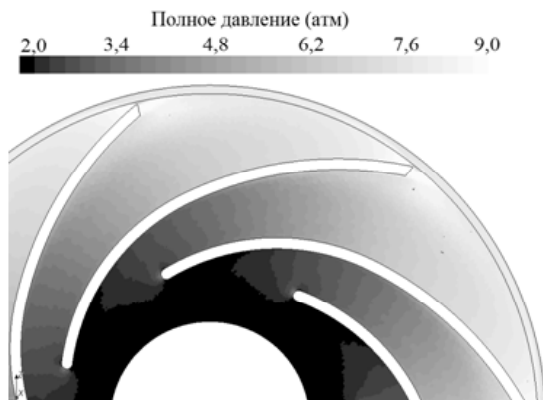


Рис. 6. Распределение давления жидкости в канале РК

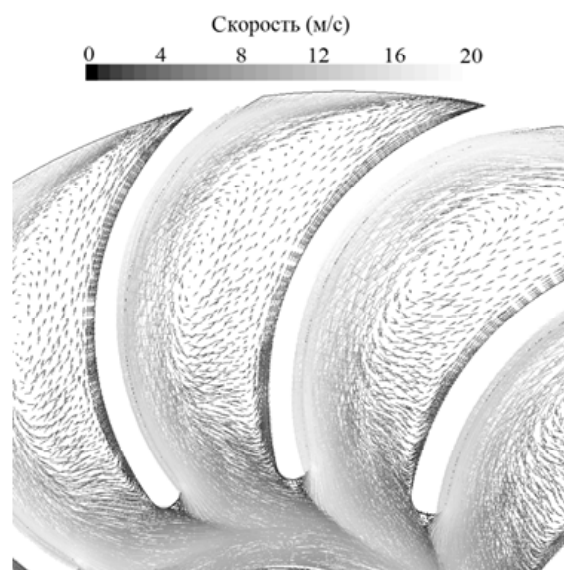


Рис. 7. Распределение скорости жидкости в канале НА

В результате моделирования процессов в ступени центробежного насоса получены рабочие характеристики ступени на заданных режимах работы.

На рис. 6 представлены результаты моделирования, отражающие влияние подачи ступени на напор и КПД.

КПД рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{QP}{Mn},$$

где M – вращающий момент на рабочем колесе

от сил трения о жидкость и лопасти; n – частота вращения рабочего колеса; Q – подача ступени; P – осредненное по площади давление на выходе расчетной области.

Напор ступени оценивался путем осреднения по площади параметров давления в ячейках выходного сечения.

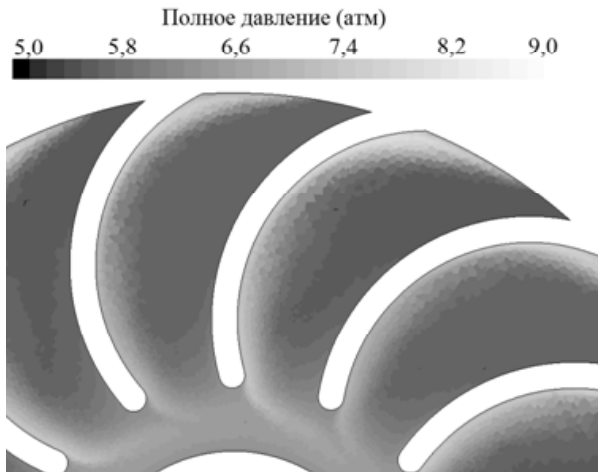


Рис. 8. Распределение скорости и давления жидкости в канале НА

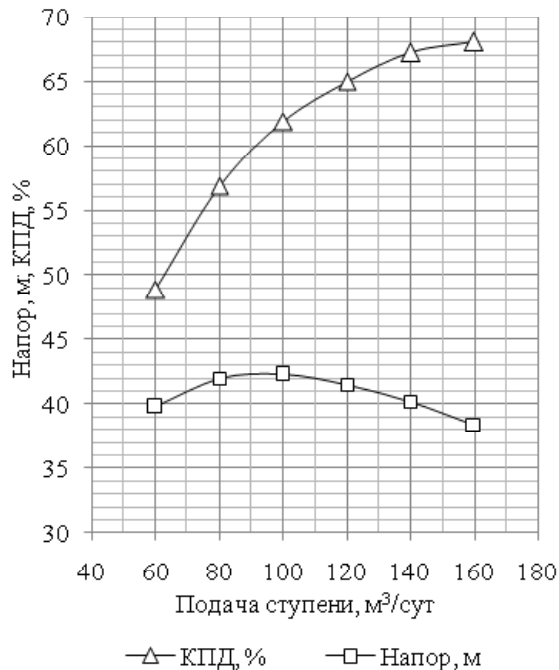


Рис. 9. Зависимость напора и КПД ступени от подачи

График КПД позволяет сделать вывод о том, что экстремум находится вне рабочей области ступени. Сместить экстремум КПД ступени в расчетную область можно несколькими способами, некоторые из них:

- уменьшение ширины канала рабочего колеса на выходе;
- утолщение лопастей рабочего колеса;

- уменьшение угла лопасти на выходе рабочего колеса;
- уменьшение частоты вращения рабочего колеса.

Однако такие методы как уменьшение угла лопастей и уменьшение частоты вращения приводят к уменьшению напора ступени, поэтому их применение в данной ситуации нецелесообразно.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. программный комплекс *STAR-CCM+* может быть использован при проектировании и оптимизации ступеней центробежных насосов.
2. параметры исследуемой ступени не являются оптимальными, поскольку максимальное значение КПД лежат вне рабочего диапазона ступени;
3. уменьшением ширины канала РК на выходе или утолщением лопастей РК можно добиться увеличения КПД в расчетной области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования: учебное пособие / Л. Г. Чичеров [и др.]; М.: Недра, 1987. 422 с.
2. **Богданов А. А.** Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция). М.: Недра, 1968. 272 с.
3. **Пфлейдерер К.** Лопаточные машины для жидкостей и газов / пер. с нем. М.: Машгиз, 1960. 684 с.
4. Высокооборотные лопаточные насосы / под ред. В. Ф. Чебаевского, Б. В. Овсянникова. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
5. **Степанов А. Н.** Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз, 1960. 464 с.
6. **Ф. А. Слободкина и др.** Течение жидкости в ступени центробежного насоса // Математическое моделирование. Т. 20 № 10. М. 2008. С. 51–62.
7. **Барашков С. А. и др.** FlowVision – современный инженерный инструмент в исследовании газодинамических характеристик компрессоров // САПР и Графика. 2005. № 1. С. 44–48.

ОБ АВТОРАХ

Фархутдинов Андрей Ирикович, магистрант каф. прикл. гидромех. (УГАТУ, 2012). Дипл. бакалавра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. лопатных гидромашин.

Еникеев Галей Гумерович, доц. той же каф. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1966). Канд. техн. наук (УАИ, 1979). Иссл. в обл. лопатных гидромашин.

Соловьев Алексей Александрович, нач. контр. отд. ООО «ИК«ИНТЭКО», дипл. магистр. (УГАТУ, 2005). Канд. техн. наук (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. гидромеханики.