

УДК 621.671.22

**ВОЗМОЖНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ
СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Полуэкттов Д.А., аспирант

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Кулешова М.С., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Научные руководители: Петров А.И., к.т.н.,

*доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Ломакин В.О., к.т.н.,

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
ассистент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

ale10@ramler.ru

Введение

Грунтовые и песковые насосы широко используются в горнодобывающей отрасли, применяются на дноуглубительных установках и многих других отраслей промышленности. Их отличительными особенностями являются большие проходные сечения проточной части (для исключения засоряемости), стойкость к абразивному износу и относительная простота демонтажа и разборки насоса (что необходимо с учетом малого ресурса работы таких насосов, обусловленного высоким содержанием абразивных включений в рабочей жидкости). Мощность грунтовых насосов может достигать нескольких мегаватт.

Производимые и эксплуатируемые в настоящее время в России грунтовые насосы были разработаны несколько десятков лет назад, и с тех пор серьезно не модернизировались (во всяком случае, с точки зрения геометрии проточной части). Это привело к отставанию отечественных насосов от насосов западных производителей (среди которых можно упомянуть такие марки, как Warman, Krebs, Hammerman и ряд других).

В настоящее время на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана по заказу Рыбинского ОАО «Завод гидромеханизации», предприятия, являющегося одним из ведущих в России

по выпуску земснарядов различного назначения и оборудования для них, проводятся работы по комплексной модернизации грунтовых насосов.

Была поставлена задача усовершенствования проточной части насосов с целью повышения КПД и снижения абразивного износа, а также внесения ряда изменений в конструкцию насосов для повышения их эксплуатационных качеств. На рисунке 1 показан пример такого насоса - грунтовый насос типа ГраУ. В качестве первого объекта исследований был выбран грунтовый насос Велет 55/50 с подачей до 5800 м³/час производства ОАО «Завод гидромеханизации».

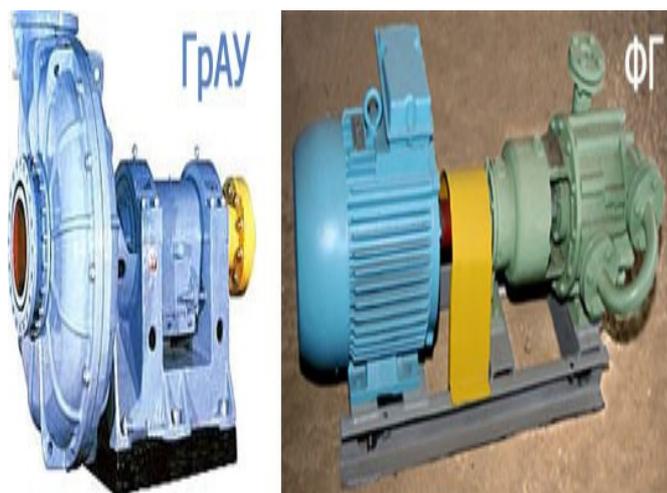


Рис. 1. Грунтовый насос тип ГраУ

Для решения поставленной задачи использовался программный пакет гидродинамического моделирования STAR CCM+, позволяющий осуществлять расчет как однофазных, так и многофазных потоков. По имеющимся чертежам насосов построена 3D-модель проточной части рабочего колеса и отводящего устройства, которая и была использована для первичного расчета течения в насосе. На рисунке 2 показана построенная 3D-модель имеющейся проточной части исследуемого насоса.

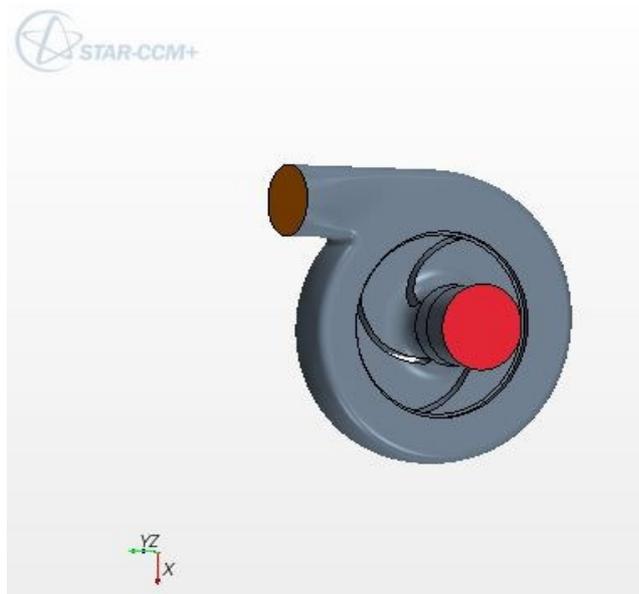


Рис. 2. Расчетная модель в пакете STARCCM+

Расчет проводился с использованием k-w модели турбулентности. Число узлов расчетной сетки около 400 000.

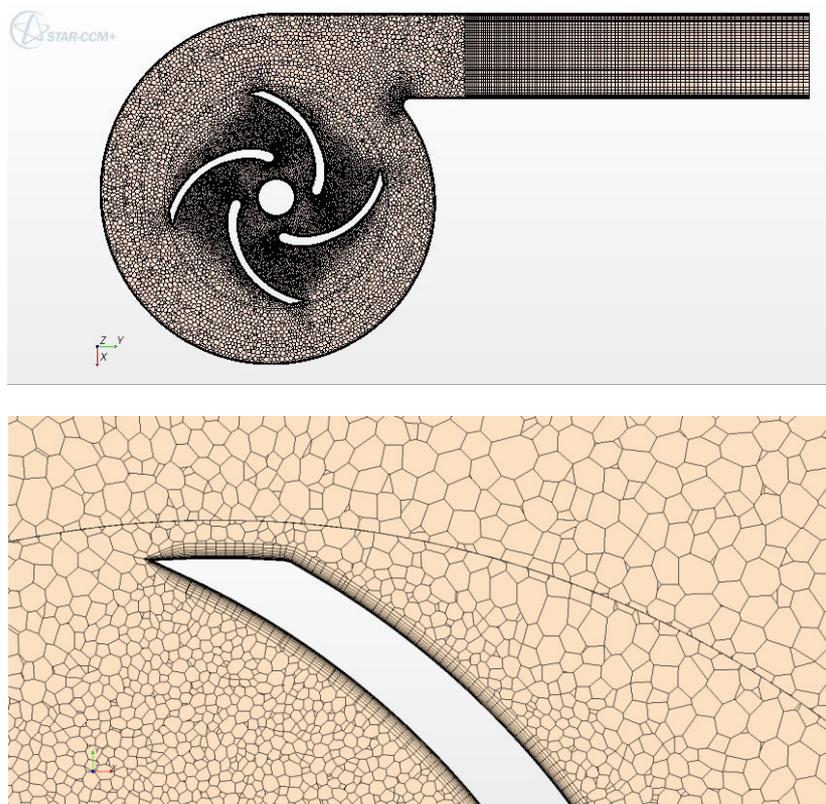


Рис. 3. Расчетная сетка

Гидродинамическое моделирование имеющейся модели проточной части грунтового насоса показало, что основной причиной заниженного на 4..6% по сравнению с импортными аналогами КПД насоса является некоторое несовершенство проточной части, и, в частности, рабочего колеса.

Применение цилиндрических лопастей с малым углом охвата приводит к большим углам атаки на входе и значительной диффузорности канала колеса, что вызывает значительное вихреобразование в колесе и служит причиной низкого гидравлического КПД колеса. Кроме того, неоптимальной (в том числе и с точки зрения абразивной эрозии) является также форма языка отводящего устройства.

На рисунке 4 показано распределение скоростей в сечении исходного колеса насоса.

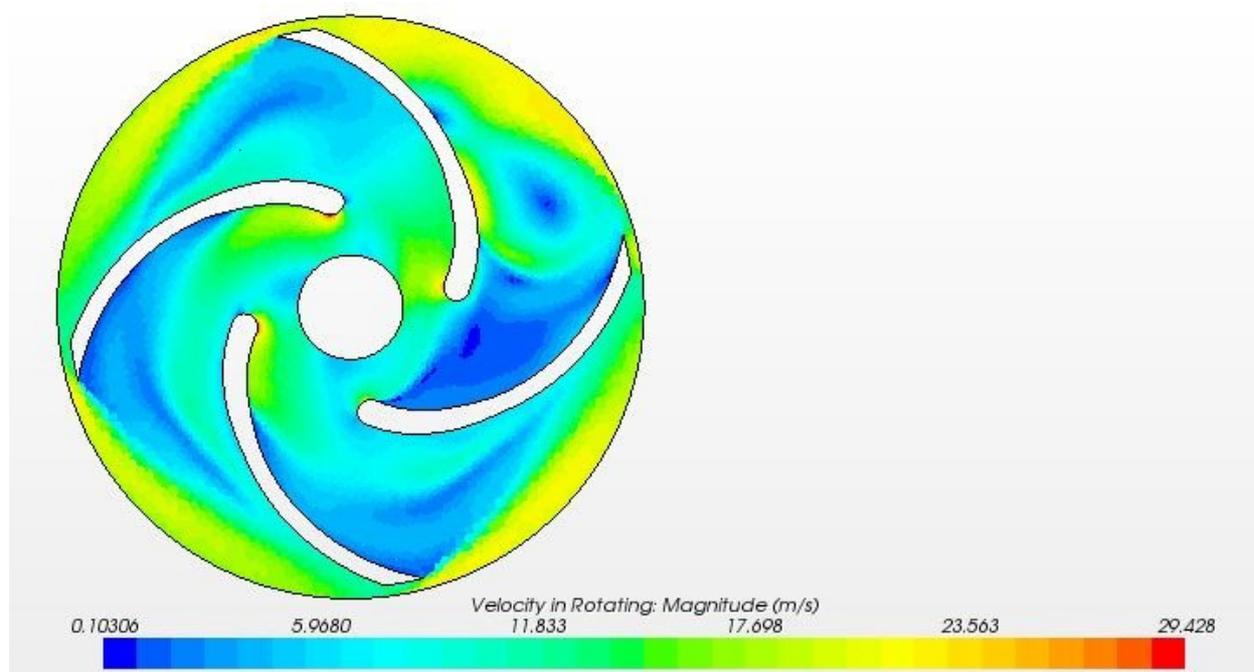


Рис. 4. Распределение амплитуды скоростей в сечении рабочего колеса

Главной задачей оптимизации проточной части насоса является модернизация насоса с целью повышения его КПД без ухудшения прочих характеристик.

Основным ограничением для построения оптимизированной модели проточной части выбрано сохранение величины условного прохода колеса и условия его незасоряемости в процессе работы. Как и у исходного насоса, минимальная величина условного прохода колеса и отвода принималась 200 мм. Построение моделей колеса для дальнейшего моделирования производилось при помощи программного пакета CF-turbo.

С учетом данного ограничения была сформирована последовательность оптимизации проточной части. Она состоит из следующих этапов:

1. Переход от цилиндрической лопасти к комбинированной (пространственной на входе и цилиндрической на выходе), что должно дать повышение КПД насоса и улучшение его кавитационных качеств. В рамках данного этапа предполагалось найти оптимальные (для расчетного режима работы) значения углов установки лопастей на входе и углов атаки.

2. Увеличение угла охвата лопасти (при неизменной величине условного прохода), что позволит понизить диффузорность канала и уменьшить отрыв потока в канале. Это должно увеличить КПД рабочего колеса. Проводилось моделирование течения в рабочем колесе с несколькими вариантами лопастей для нахождения оптимального значения угла охвата.

3. Изменение формы языка отводящего устройства, задачей которого являлось уменьшение скорости натекания потока на язык отвода за счет увеличения ширины безлопаточного диффузора и увеличения радиуса скругления языка. При снижении скорости потока на языке без снижения КПД можно добиться увеличения ресурса работы насоса.

4. Также проводилось изучение факторов, влияющих на гидродинамическую радиальную силу, действующую на ротор, с целью поиска путей ее снижения для увеличения ресурса подшипников насоса и снижения вибраций на его корпусе.

Предполагалось, что выполнение всех этих работ позволит повысить КПД грунтового насоса на 5..7%, увеличит ресурс его работы и снизит вибрации на корпусе насоса.

Комплексная оптимизация рабочего колеса при неизменном отводе насоса, проведенная на основе этапов 1 и 2 подтвердила предположения о существенном влиянии степени пространственности лопастей рабочего колеса и угла охвата лопастей на КПД насоса. На рисунке 5 показана исходная геометрия колеса грунтового насоса и конечная форма лопастей рабочего колеса, полученная в результате оптимизации.

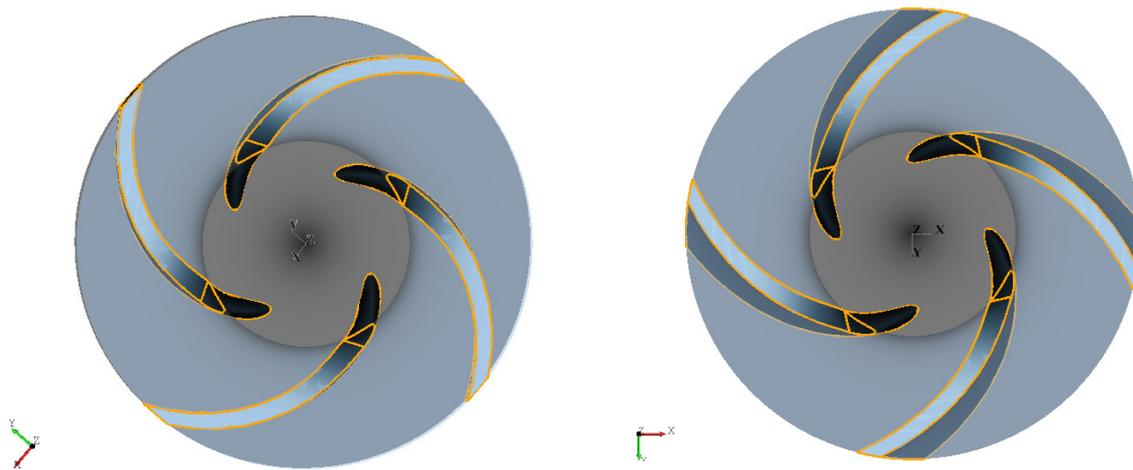


Рис. 5. Рабочее колесо: исходное (слева) и с измененными углами установки лопасти на входе (справа)

Распределение скоростей и давлений в оптимизированном рабочем колесе показано на рисунке 6

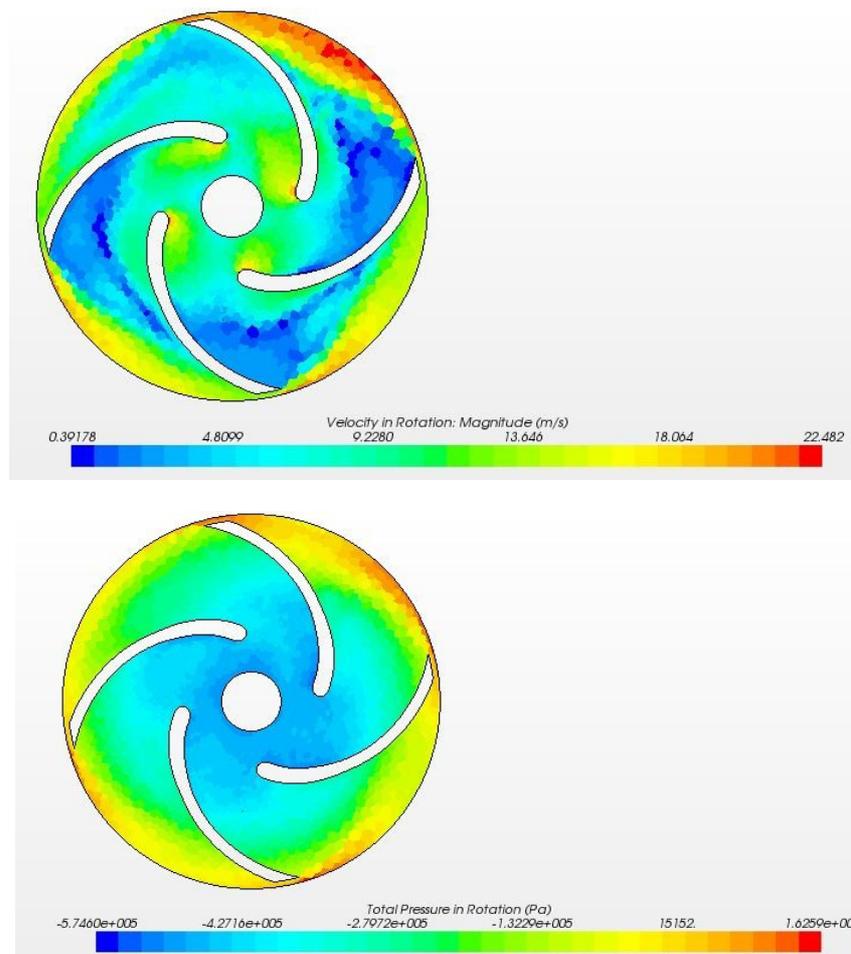


Рис. 6. Распределение амплитуды скоростей и давлений в сечении оптимизированного рабочего колеса

В результате гидродинамического моделирования была получена следующая зависимость гидравлического КПД грунтового насоса от угла охвата лопасти рабочего колеса (для пространственных лопастей), приведенная на рисунке 7.

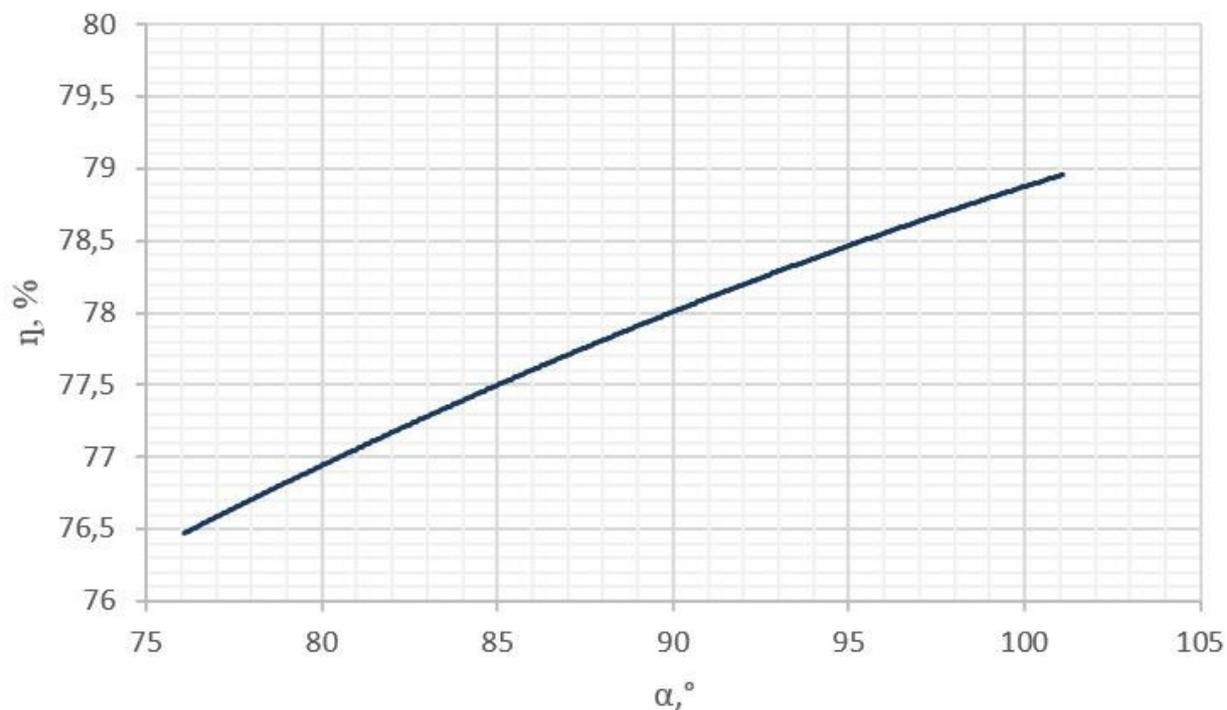


Рис. 7. Зависимость КПД от угла охвата

Таким образом, путем оптимизации рабочего колеса методами гидродинамического моделирования гидравлический КПД насоса был повышен на 3-4% по сравнению с исходным вариантом проточной части.

Изменение формы языка отвода и моделирование течения в отводящем устройстве проводилось с целью снижения абразивной эрозии языка при сохранении ранее достигнутой величины гидравлического КПД насоса. На рисунках 8 и 9 показана оптимизированная форма спирального отвода и модель течения жидкости в нем.

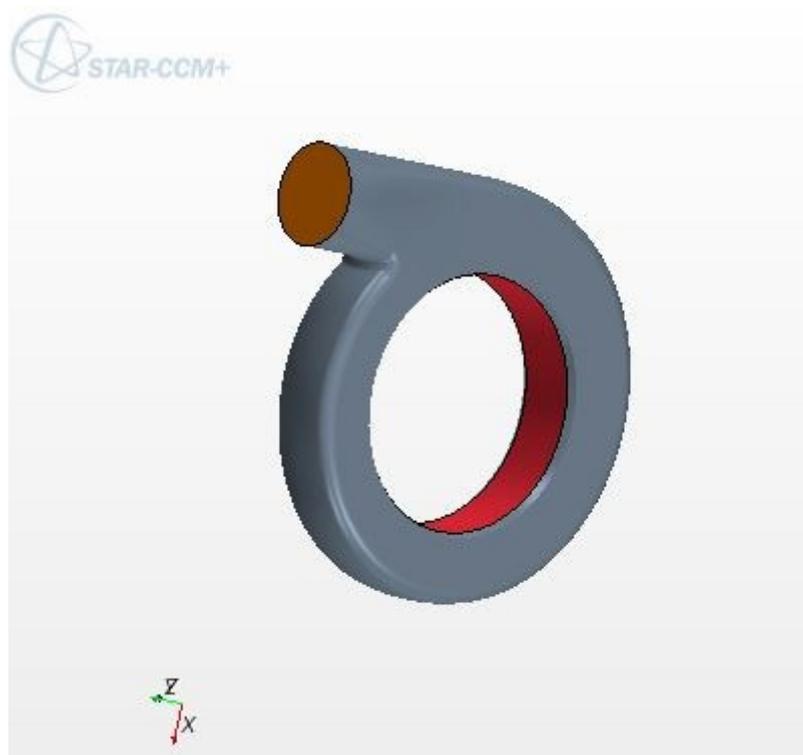


Рис. 8. Расчетная модель отвода в пакете STARCCM+

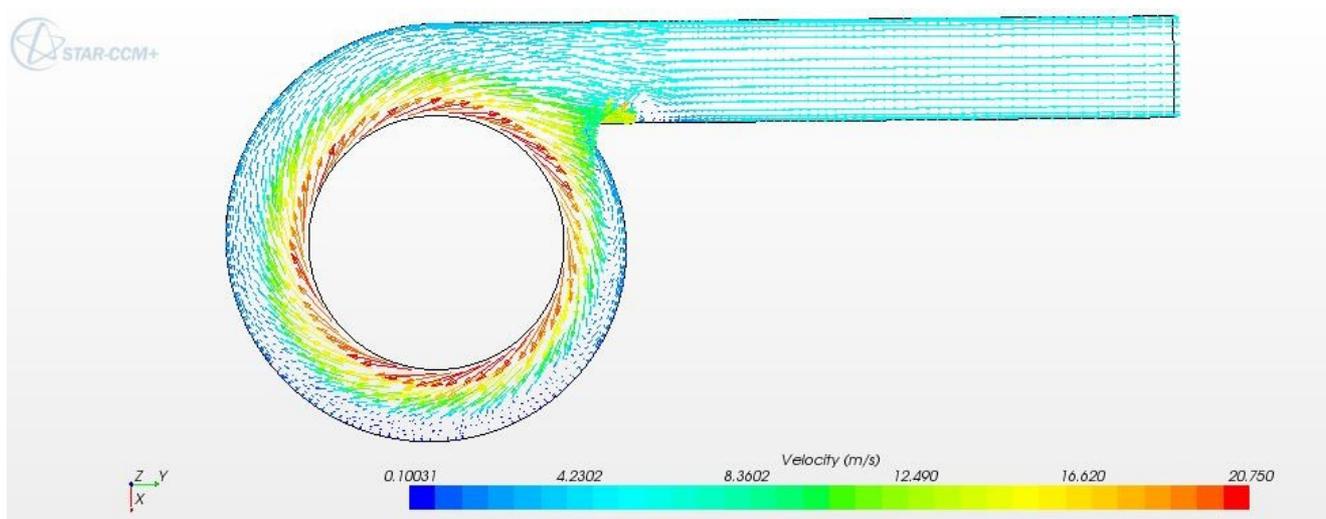


Рис. 9. Распределение скоростей в сечении отвода

Результаты научной работы переданы заказчику, и в настоящее время рассматривается вопрос о внедрении в производство модернизированных насосов и оптимизации других аналогичных машин.

В результате проведенных исследований удалось добиться следующих результатов:

1. За счет оптимизации проточной части гидравлический КПД грунтового насоса повышен на 3-4%, что, с учетом мощности данного насоса, обеспечивает экономию
- Молодежный научно-технический вестник ФС77-51038

50 кВт*ч электроэнергии за каждые 100 часов работы насоса. Таким образом, без существенного изменения конструкции насоса увеличена его энергоэффективность и конкурентоспособность по сравнению с отечественными и импортными аналогами.

2. Разработанная ранее на кафедре Э-10 методика комплексной оптимизации проточных частей лопастных насосов на основе методов гидродинамического моделирования протестирована на грунтовых насосах, получены положительные результаты.

Список литературы

1. Животовский Л.С. Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. Животовский Л.С. Смойловская Л.А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. М.: Машиностроение, 1978. 223 с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. 359 с.
4. Ломакин В.О., Щербачев П.В., Тарасов О.И., Покровский П.А., Семёнов С.Е., Петров А.И. Создание параметризованных 3D-моделей проточной части центробежных насосов // Наука и образование. 2012.