

Предвключенное устройство со сверхвысокой всасывающей способностью и низким уровнем низкочастотных пульсаций давления и расхода

09, сентябрь 2015

Анкудинов А. А.¹, к. т. н., доцент, Панайотти С. С.^{1,*}, д. т. н., профессор, Тимушев С. Ф.², д. т. н., профессор
УДК: 621.5 (075.8)

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калужский филиал

²Россия, Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)

* panaiotti@post.ru

Введение

В работе использованы данные, полученные в ходе выполнения хоздоговорных работ для предприятий: ОАО «Калужский турбинный завод», Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон» (г. Калуга), КБ Химмаш (г. Королев), и Концерн «Российские насосы» (г. Москва).

Повышение всасывающей способности лопастных насосов — это одно из главных направлений развития современного насосостроения. Лопастные насосы при заданных кавитационных запасах могут иметь большую частоту вращения, а при заданной частоте вращения они могут работать с меньшими кавитационными запасами. При увеличении частоты вращения уменьшаются габариты и масса одноступенчатых насосов. В многоступенчатых насосах сокращается число ступеней, что упрощает конструкцию, повышает надежность и также уменьшает габариты и массу насосов. Центробежные рабочие колеса с повышенными кавитационными качествами применяются в первых ступенях энергетических конденсатных и питательных насосов, высокооборотных авиационных насосах и насосах ЖРД, нефтяных магистральных насосах, а также в криогенной, химической и других отраслях промышленности. Широкое распространение получили различные предвключенные устройства. Для их расчета применяются эмпирические, аналитические и численные методы.

Одним из таких устройств является осевыхревая ступень (ОВС). Она показана на рис. 1. ОВС описаны и исследованы в работах [1–5]. Шнек постоянного или переменного хода может быть с цилиндрической, конической или профилированной втулками. Винтовые лопасти неподвижной решетки выполняются обычно с постоянным ходом. Направление винтовых лопастей неподвижной решетки противоположно направлению лопастей шнека.

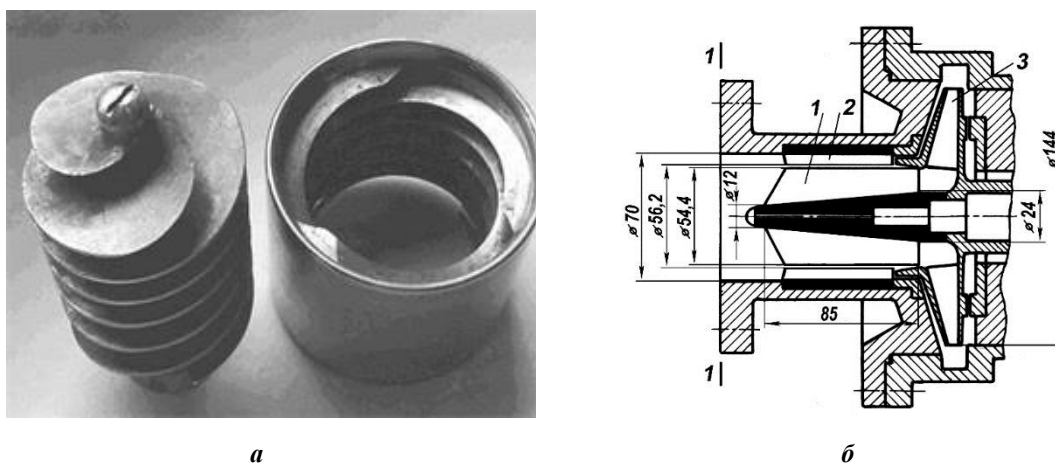


Рис. 1. ОВС (а) и первая ступень центробежного насоса с ОВС (б) для сжиженного природного газа с параметрами $Q_p = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_p = 400 \text{ м}$, $n_p = 8000 \text{ об/мин}$:

1 – шнек переменного хода $S_1 = 33 \text{ мм}$, $S_2 = 48 \text{ мм}$, $Z=3$;

2 – неподвижная решетка $S = 30 \text{ мм}$, $Z=3$;

3 – центробежное рабочее колесо

Как показывают визуальные наблюдения [1] и расчеты (рис. 10), в ОВС условно можно выделить два потока: основной через шнек и вторичный через неподвижную решетку. За счет работы сил, возникающих на лопастях шнека, в основном потоке от входа в шнек к его выходу энергия жидкости увеличивается. На это движение накладывается вихревое движение против часовой стрелки, как показано вверху рис. 10. Вихри проникают в основной поток и также увеличивают энергию жидкости, движущуюся через шнек. Как и в вихревых насосах с боковым каналом [8], давление на стенке корпуса повышается от входа к выходу равномерно. Согласно экспериментальным данным [1], напор ОВС превышает напор шнека без неподвижной решетки. В отличие от шнека напор ОВС увеличивается с увеличением ее осевой длины. Полный КПД осевихревой ступени на оптимальном режиме несколько меньше, чем у шнека. Как шнек, так и ОВС имеют непрерывно падающие напорные и мощностные характеристики. ОВС обеспечивает более высокую всасывающую способность, чем такой же одиночный шнек, причем насосы с лучшими ОВС имеют $C_{II} > 6000$. Полагая, что рабочий процесс ОВС аналогичен таковому лабиринтного насоса, в работе [1] составлены эмпирические формулы для расчета энергетических характеристик ОВС. В работах [2–4] получена полуэмпирическая формула, позволяющая рассчитывать энергетические характеристики ОВС. На рис. 2 приведены осциллограммы пульсаций давления на выходе из шнека и ОВС на кавитационных режимах в полосе частот 0...120 Гц при $\bar{Q} = Q/Q_p = 0,71$ (Q и Q_p — подача насоса и подача насоса на расчетном режиме) по экспериментальным данным [6]. В соответствии с экспериментами на расчетных режимах, шнек и ОВС генерируют кавитационные низкочастотные пульсации давления примерно одинаковой амплитуды. Однако в области подач $\bar{Q} < 1$ ОВС работает с пульсациями, амплитуда которых значительно меньше, чем для шнека. При этом, в отличие

от шнека, ОВС устойчиво работает даже при $\bar{Q} = 0,25 \dots 0,3$.

В связи с вышеизложенным становятся актуальными теоретические и экспериментальные исследования ОВС.

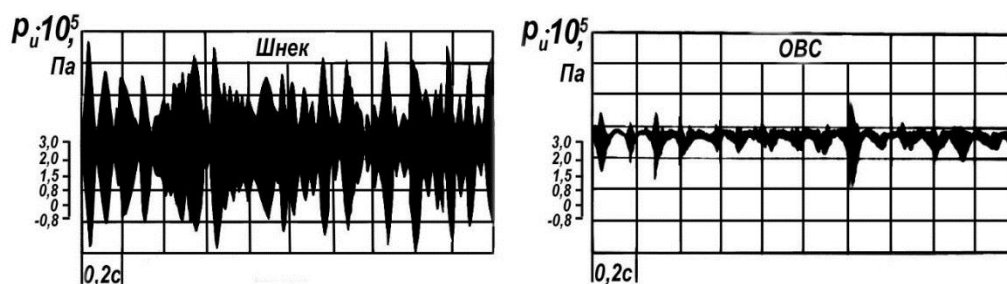


Рис. 2. Осциллограммы низкочастотных пульсаций избыточного давления

1. Экспериментальные исследования

Насос с ОВС и одиночная ОВС испытывались на стенде в КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана с замкнутым контуром циркуляции. Для расширения экспериментальных возможностей стенд снабжен вспомогательным циркуляционным насосом. Чтобы содержащийся в водопроводной воде воздух, не влиял на кавитационные характеристики, вода перед испытаниями деаэрировалась. Даже при весьма малых кавитационных запасах вода на входе в насос не содержала пузырьков нерастворенного воздуха. По длинному прямолинейному всасывающему трубопроводу диаметром 115 мм вода поступала в густую решетку радиальных пластин. Последняя предотвращала влияние обратных токов из шнека на измерение входного давления. Затем она направлялась в сопло с выходным диаметром 70 мм и подводилась к насосу.

Параметры потока на входе в насос относили к сечению 1 – 1 (рис. 1б), а измеряли во входном сечении В – В трубопровода перед решеткой радиальных пластин. Оно отстояло от сечения 1 – 1 на расстоянии примерно 600 мм. Измерения показали, что потерями энергии на участке В – 1 можно пренебречь. Абсолютное давление во входном сечении измерялось жидкостным прибором абсолютного давления с высокой точностью. В этом же сечении термометром измерялась температура воды и подсчитывалось давление насыщенного пара $p_{\text{нп}}$. Скоростной напор находили по среднерасходной скорости $V_B = 4Q / \pi D_B^2$ и рассчитывали кавитационный запас $\Delta h = p_B / \rho g + V_B^2 / 2g - p_{\text{нп}} / \rho g$. Объемная подача Q определялась дроссельным расходомером. Напор определялся как разница полных энергий в выходном $p_2^* = p_2 + \rho V_2^2 / 2$ и входном $p_B^* = p_B + \rho V_B^2 / 2$ сечениях: $H = (p_2^* - p_B^*) / \rho g$. Подводимая к насосу мощность N измерялась балансирным электродвигателем. Частота вращения n вала насоса определялась по показаниям частотомера. Коэффициент полезного действия насоса подсчитывался как отношение полезной мощности к подведенной: $\eta = \rho g Q H / N$. Энергетические характеристики

$H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$, $\eta = f_3(Q)$ получали при постоянной частоте вращения и большом кавитационном запасе на входе в насос, при котором он работал без кавитации. При кавитационных испытаниях находили зависимости $H = F_1(\Delta h)$, $N = F_2(\Delta h)$ при постоянных подаче Q и частоте вращения n . Кавитационный коэффициент быстроходности $C = n\sqrt{Q}/(\Delta h/10)^{3/4}$.

Одиночная ОВС и шнеки испытывались на том же стенде и по той же методике. На рис. 3 показано устройство для испытаний одиночных ОВС (верхняя часть) и шнеков (нижняя часть).

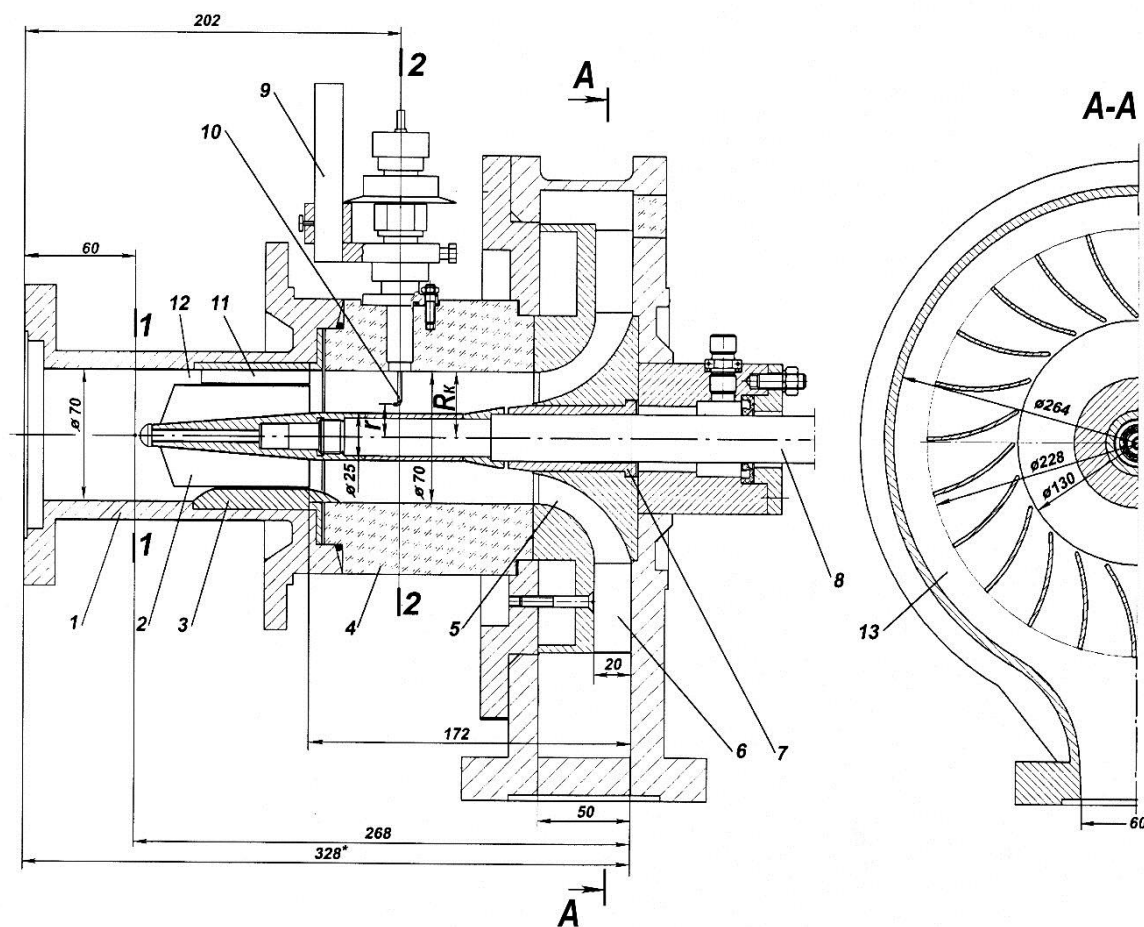


Рис. 3. Устройство для испытаний одиночных ОВС и шнека:

1 – всасывающий патрубок; 2 – шнек; 3 – втулка; 4 – патрубок; 5 – безлопаточный кольцевой диффузор; 6 – решетка лопастей; 7 – гидродинамический подшипник; 8 – вал; 9 – координатник; 10 – трубка полного давления диаметром 1,2x0,7 мм; 11 – неподвижная решетка; 12 – радиальный зазор; 13 – кольцевой отвод

Полное давление за осевыхревой ступенью p_2^* определяли трубкой полного давления с фаской. Последняя обеспечивала нечувствительность к скосу потока в пределах $\pm 20^\circ$. Трубку поворачивали вокруг оси, пока полное давление не достигало максимума. Полное давление, скорость и другие величины в измерительном сечении 2 – 2 переменные по радиусу. На рис. 4 представлено изменение напора H по приведенному выше уравнению вдоль радиу-

са. При осреднении потока в этом сечении использовали следующие соображения. Нерав-

номерный поток в измерительном сечении имеет объемный расход $Q = 2\pi \int_{r_{BT}}^{R_K} V_{2z} r dr$ и

мощность $N = 2\pi \rho g \int_{r_{BT}}^{R_K} H V_{2z} r dr$. Неравномерный поток заменяется воображаемым осред-

ненным потоком с равномерным распределением параметров по радиусу, который имеет объемный расход $Q = \pi(R_K^2 - r_{BT}^2)\bar{V}_{2z}$ и мощность $N = \rho g Q \bar{H}$, равные соответствующим величинам для неравномерного потока. Поэтому осредненная осевая составляющая ско-

рости $\bar{V}_{2z} = Q / \pi(R_K^2 - r_{BT}^2)$ и осредненный напор $\bar{H} = (2\pi \int_{r_{BT}}^R H V_{2z} r dr) / Q$,

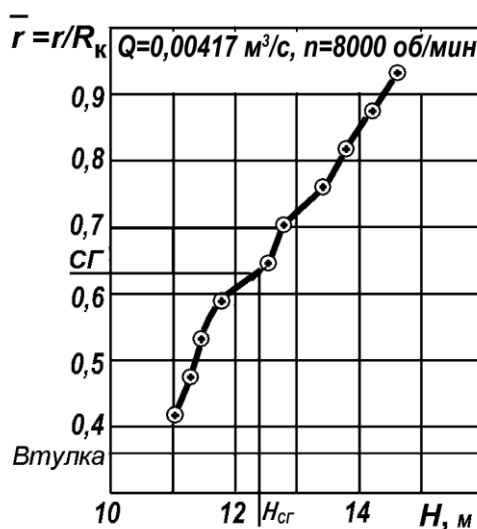


Рис. 4. Изменение напора ОВС вдоль радиуса

где напор ОВС на радиусе r определяется уравнением $H = (p_2^* - p_1^*) / \rho g$. В наших экспериментах H и V_{2z} не измеряются и принимаются равными таковым на среднем геометрическом радиусе $r_{сг} = \sqrt{(R_K^2 + r_{BT}^2) / 2}$. Эксперименты [6] со шнеками указывают на такую возможность. Поэтому принимаем $\bar{H} = H_{сг}$. Следует иметь ввиду, что найденные таким способом напор, а, следовательно и КПД, приближенные.

Испытания на воде насоса для сжиженного природного газа (СПГ) показали, что он обладает сверхвысокой всасывающей способностью $C_{II} = 7000...6500$. Частные кавитационные характеристики этого насоса представлены на рис. 5, а зависимость $C_{III} = f(Q)$ — на рис. 6. Хотя виброкавитационные характеристики испытанного насоса не снимались, в ходе проведения кавитационных испытаний отмечено, что в диапазоне подач $\bar{Q} = 0,5...1,3$ последний работал без низкочастотных пульсаций давления и расхода.

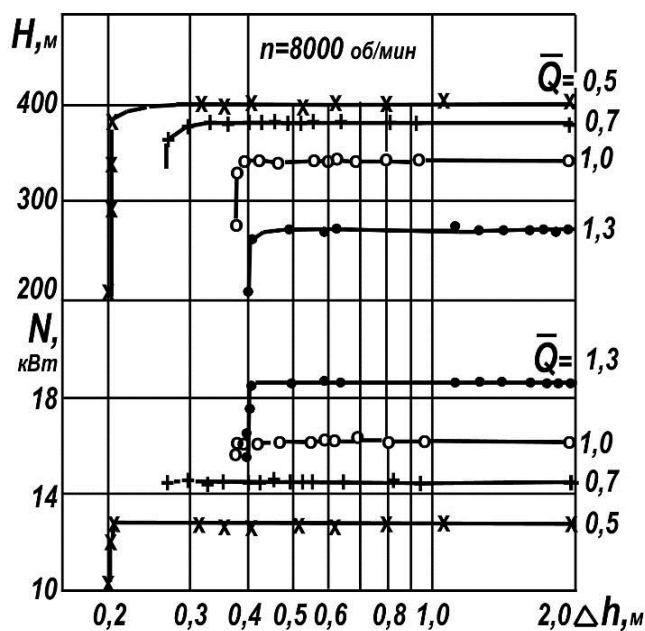


Рис. 5. Кавитационные характеристики насоса с ОВС для СПГ

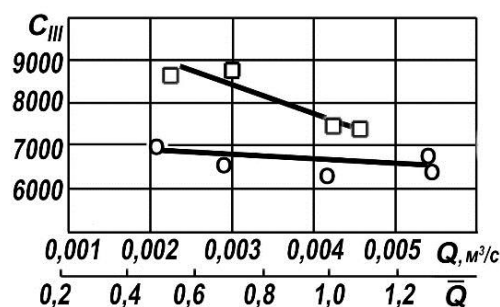


Рис. 6. Кавитационные коэффициенты быстроходности для срывного режима:

- – ОВС в насосе для СПГ;
- – одиночная ОВС

Энергетические и кавитационные характеристики одиночной ОВС, полученные в устройстве по рис. 3, представлены на рис. 6, 7 и 8. В отличие от ОВС в насосе на рис. 1б одиночная ОВС устанавливалась так, что входной участок шнека был открыт и между корпусом и наружным диаметром шнека образовывался большой радиальный зазор 12, как показано на рис. 3. Чтобы удостовериться в корректности полученных энергетических характеристик они снимались при уменьшенной частоте вращения 6000 об/мин, а затем пересчитывались по закону подобия на 8000 об/мин. Наблюдается почти полное совпадение всех характеристик.

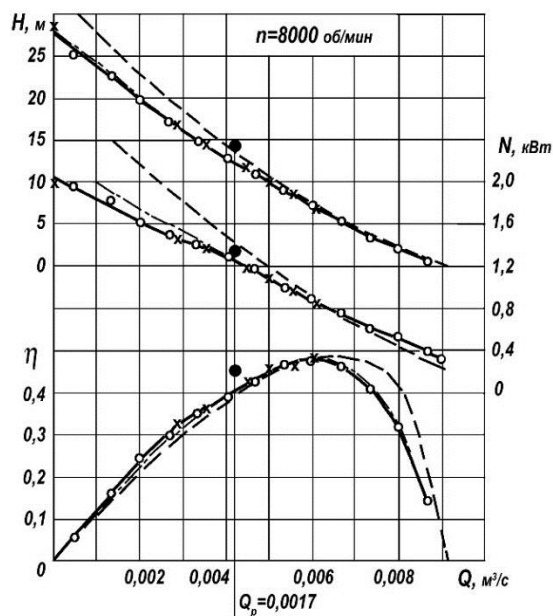


Рис. 7. Энергетические характеристики ОВС:

- – пересчет с 6000 об/мин на 8000 об/мин;
- х – 8000 об/мин; — — — – расчет [1]; — — — – расчет [4]; ● – расчет по Flow Vision

Для проверки достоверности методов расчета энергетических характеристик представлены расчеты согласно [1]. Видно, что при подачах больше расчетной Q_p эмпирические формулы [1] дают удовлетворительные результаты. Хорошие результаты получаются и по формулам [4]. Численное моделирование позволяет не только рассчитать энергетические характеристики ОВС, но и выяснить картину течения.

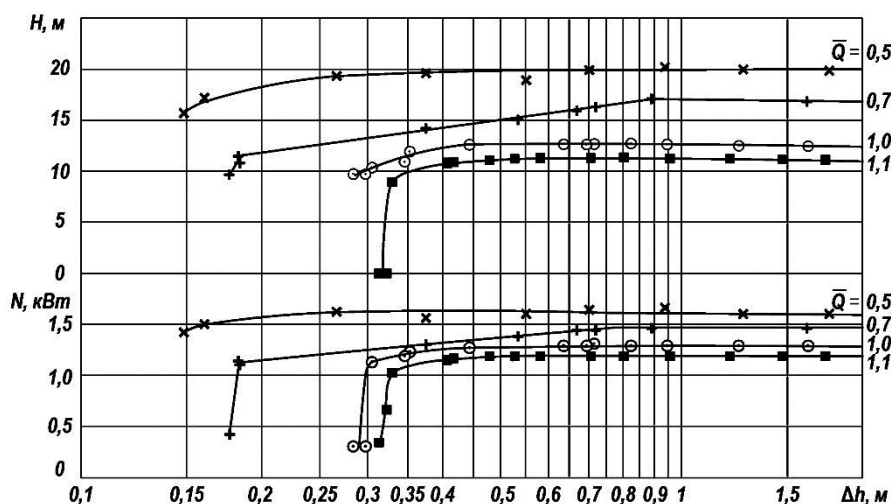


Рис. 8. Кавитационные характеристики одиночной ОВС

По-видимому, благодаря увеличению площади входа на лопасти шнека ОВС из-за зазора ее срывные кавитационные запасы меньше, а кавитационные коэффициенты быстроходности больше, чем в насосе для СПГ.

2. Численное моделирование течения в ОВС

В настоящее время методы вычислительной гидродинамики широко используются в насосостроении при разработке и усовершенствовании насосных агрегатов. Можно констатировать, что эти методы, в том числе расчет трехмерного турбулентного течения в проточной полости насосов, стали стандартным инструментом инженерного анализа и конструирования новых лопаточных машин. Для этих расчетов успешно используется программный комплекс FlowVision 2.5. Данное программное обеспечение в приложении к лопаточным машинам разрабатывается уже более десяти лет и получило признание инженерного и университетского сообщества, как достаточно надежный инструмент численного моделирования потока в насосах. ПО FlowVision (www.flowvision.ru) успешно прошло сертификационные испытания, которые проводились в ОАО «ОКБМ Африкантов» (Нижний Новгород).

Численная модель использует уравнения движения в форме Навье-Стокса и уравнение неразрывности. Модель описывает однофазную среду.

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T))$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0.$$

Расчеты проведены с помощью стандартной $k - \varepsilon$ (турбулентная энергия — скорость диссипации) модели турбулентности, в которой турбулентная вязкость

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Численное исследование выполнено нестационарным методом с применением технологии «скользящих поверхностей» и сеточной адаптации. По известным геометрическим размерам созданы твердотельные модели шнека переменного хода и неподвижной решетки ОВС. Полная расчетная область состоит из двух подобластей — шнека и неподвижной решетки (рис. 9). Скользящие поверхности на рисунке расчетной области не показаны. Расчеты выполнялись на сетке третьего уровня адаптации на поверхностях лопастей и четвертого уровня адаптации в радиальном зазоре между лопастями шнека и неподвижной решетки (рис. 9). Во входном сечении задана постоянная нормальная скорость, соответствующая расчетному расходу. В выходном сечении граничное условие задано в форме «свободного выхода», то есть нулевого градиента скорости по нормали к выходной границе. Для удобства анализа полей давлений, статическое давление на входе расчетной области принято равным 151000 Па. Расчеты выполнены для расчетного режима работы ОВС: $Q_p = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с}$, $n_p = 8000 \text{ об/мин}$.

На рис. 10 приведены полученные мгновенные векторы абсолютной скорости в меридиональной плоскости. Подобласти ротора и статора виртуально совмещены. Векторное поле скорости показывает, что обтекание шнека сопровождается нестационарным процессом образования и развития вторичных течений перед шнеком по типу обратных токов. На выходном участке за шнеком также наблюдаются обратные токи. На выходе обратный ток движется вдоль втулки. Затем он достигает выходных кромок лопастей шнека, поворачивает на 90° и уходит на периферию. Область обратных токов достаточно большая и занимает примерно половину расстояния от втулки до внутренней цилиндрической поверхности корпуса. Наблюдения за положением нити, помещенной в поток в измерительном сечении 2–2, подтвердили расчеты. Вблизи втулки действительно имеется обратный ток жидкости. Такое неожиданное поведение потока за шнеком ОВС требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

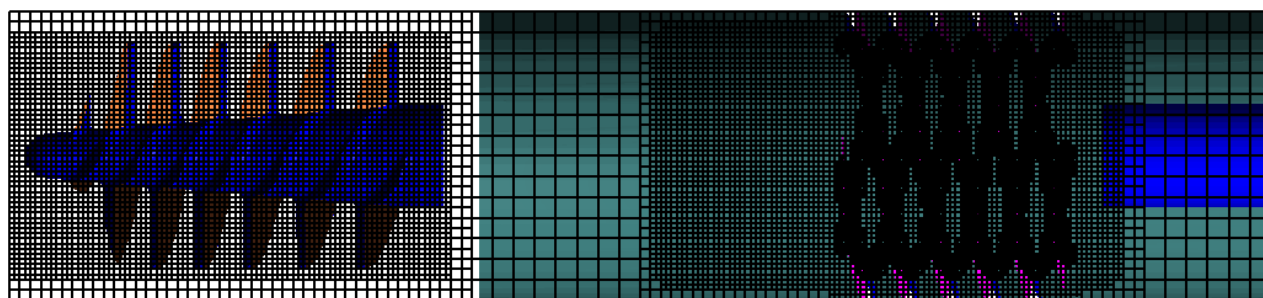


Рис. 9. Расчетная область (скользящие поверхности не показаны)

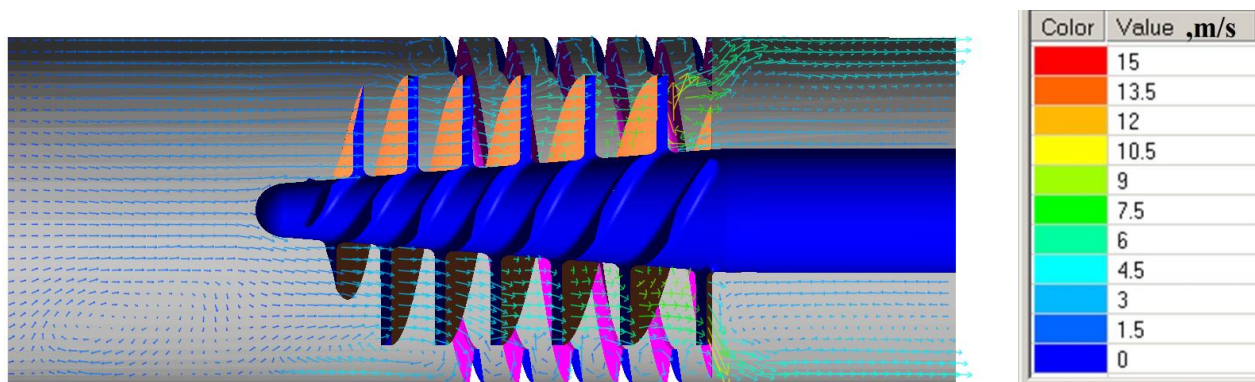


Рис. 10. Векторы абсолютной скорости на расчетном режиме

На рис.11 представлено распределение статического давления на поверхности лопастей шнека. Видно, что на входных кромках лопастей шнека со стороны всасывания и на периферии давление может понизиться до давления насыщенного пара холодной воды и шнек будет работать в режиме скрытой кавитации.

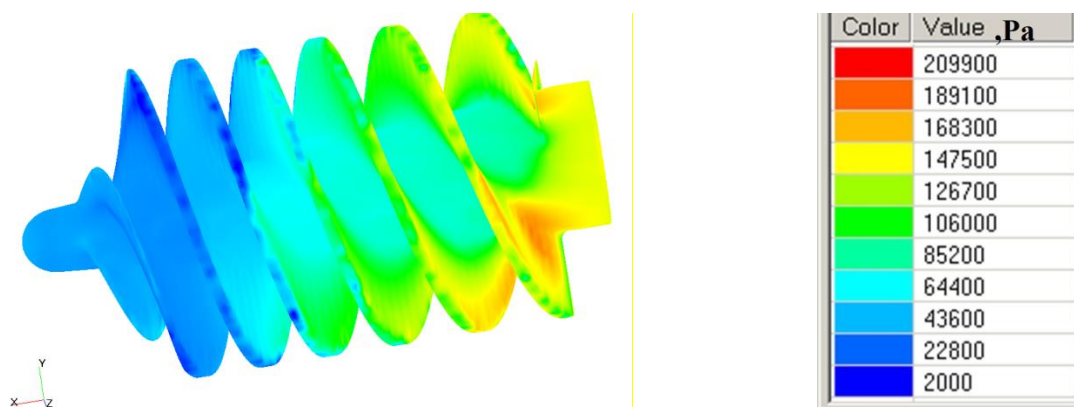


Рис. 11. Распределение статического давления на поверхности лопастей шнека, на расчетном режиме при давлении на входе 151000 Па

3. Расчет срывного режима кавитации для насоса с ОВС

Для расчета срывного кавитационного запаса ОВС пользовались следующим приемом. Считали, что неподвижная решетка отсутствует и весь расход проходит через шнек, причем радиальный зазор между концами лопастей и камерой равен нулю. Коэффициент кавитации λ_{III} для срывного режима рассчитывали по формуле Руднева С.С. [9]. Далее задавались геометрическими размерами шнека и находили критический кавитационный запас, соответствующий заданию на проектирование насоса $\Delta h_{III} = (V_1^2 + \lambda_{III} W_1^2) / 2g$. Шнек согласовывался с центробежным колесом по осредненным параметрам потока, как описано в [7]. Испытания показали, что срывной кавитационный запас рассчитанных таким образом насосов с ОВС равен или больше, чем для насосов со шнеками.

Заключение

Исследованы два осевых предвключенных устройства, которые можно использовать в насосах с высокой всасывающей способностью. Представлены эмпирические и аналитические методы расчета характеристик этих устройств. Показано, что шнек с неподвижной решеткой винтовых лопастей вокруг него (ОВС) работает при малых подачах со значительно меньшими низкочастотными пульсациями давления и расхода, чем без решетки. Однако картина течения в ОВС нуждается в дальнейшем изучении.

Список литературы

- [1]. Анкудинов А.А., Кириллов А.А. Автоматизированное проектирование осевихревой ступени насоса: учебное пособие. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2009. 44 с.
- [2]. Зотов Б.Н. Методика расчета характеристик осевихревого насоса // Тяжелое машиностроение. 2007. № 3. С. 5–6.
- [3]. Зотов Б.Н. Новый подход к методике расчета напорных характеристик шнеков и осевихревой ступени насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. №8. С. 22–25.
- [4]. Зотов Б.Н. Обратные токи в шнеках и их влияние на характеристики. // Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (10–11 июня 2014 г., НИУ СПбГПУ.): труды. С.-Петербург. 2014.
- [5]. Зотов Б.Н., Анкудинов А.А. Осе вихревой насос: пат. 2014509 Российская Федерация. 1991. Бюл. №11 от 15.06.1994. 3 с.
- [6]. Панайотти С.С. Разработка методов расчета и проектирования лопастных насосов с высокой всасывающей способностью: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М.: 1997. 32 с.
- [7]. Панайотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В. Автоматизированное проектирование высокооборотного центробежного насоса: Учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2003. 48 с.
- [8]. Руднев С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов. // Труды ВНИИГидромаша. Гидромашиностроение. М.: Энергия. 1972. Вып. 43. С. 3–9.
- [9]. Руднев С.С., Панайотти С.С., Наймушин А.Л. Расчет всасывающей способности осевого колеса лопастного насоса // Исследование и конструирование гидромашин. М.: Энергия. 1980. С. 3–20.