

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПОГРУЖНОМ  
ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ ДЛЯ АНАЛИЗА РАСХОДНО-НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Для откачки пластовой жидкости из нефтяных скважин используются погружные центробежные насосы. Они выпускаются в течение длительного времени, в больших количествах и имеют широкий типоразмерный ряд. Современная практика требует быстрого обновления модельного ряда и проектирования погружных насосов с характеристиками, превосходящими ранее созданные образцы. Сократить время разработки насосов с улучшенными характеристиками можно за счет применения численного моделирования. Для этого необходима система автоматизированного проектирования и инженерного анализа погружных центробежных насосов. Эта система должна предоставлять конструктору и проектировщику инструмент, позволяющий оперативно получать сравнительный анализ различных вариантов, осуществить многокритериальную проработку конструкций ступени. Проектировщик, анализируя большое число вариантов ступеней, определяет варианты, удовлетворяющие априорным критериям. Далее осуществляются поверочные расчеты при помощи программного комплекса FlowVision на основе полных нелинейных уравнений Навье–Стокса с учетом эффектов турбулентности. Это позволяет получить как качественную картину течения жидкости в проточной части насоса (возвратно-циркуляционные зоны, сдвиговые течения), так и количественную расходно-напорную характеристику.

#### **Постановка задачи**

Целью данной работы является моделирование течения в ступени центробежного насоса и определение расходно-напорной характеристики (зависимость перепада полного давления от величины расхода) ступени на различных режимах. Моделирование проводится при помощи программного комплекса вычислительной гидродинамики FlowVision на компьютере PC Intel Pentium-4 (2.4 МГц, 2 Гб ОЗУ).

Формулировка задачи следующая: в центробежную ступень, состоящую из рабочего колеса и спрямляющего аппарата, подается вода при температуре 0 °С при статическом давлении 1 атм. В задаче требуется определить перепад полного давления между входом и выходом при различной величине расхода ступени. Задача решается со следующими допущениями: расчет теплообмена в течении не рассматривается, жидкость (нефть) предполагается несжимаемой. Заметим, что в уравнениях Навье–Стокса для несжимаемой жидкости давление определяется с точностью до константы и как следствие этого параметры течения в каждой ступени погружного насоса будут идентичными, а давление будет отличаться на константу (перепад давления на ступени). Таким образом, можно рассчитать только одну ступень и получить правильное значение перепада давления на ступени.

#### **Геометрическая постановка задачи**

Ступень состоит из рабочего колеса (ротор) и спрямляющей ступени (статор). Ротор вращается со скоростью 10 000 об/мин. Рабочее колесо содержит 5 лопаток, а спрямляющая ступень содержит 7 лопаток. Геометрическая модель создана в системе геометрического моделирования SolidWorks (см. рис.1).

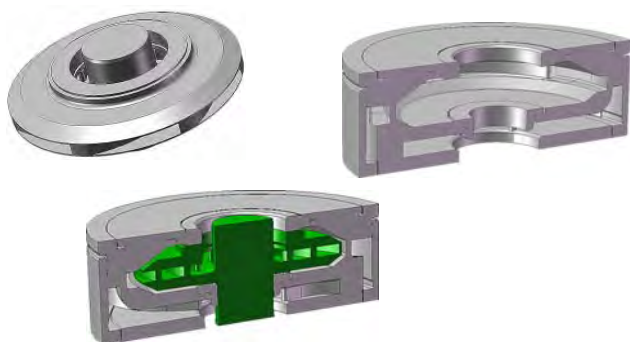


Рис. 1. Ротор, статор и насос в сборе

Для моделирования движения жидкости используется приближение однокомпонентной несжимаемой среды, описываемой уравнениями Навье–Стокса с учетом эффектов турбулентности:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) &= \\ &= -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)) + S, \end{aligned}$$

$$\nabla \mathbf{V} = 0,$$

где источник  $S = \left(1 - \frac{\rho_{hyd}}{\rho}\right) \mathbf{g} + \mathbf{B} + \frac{\mathbf{R}}{\rho}$ ,  $\mathbf{V}$  – вектор скорости;  $\rho$  – плотность;  $P$  – давление;  $\mathbf{g}$  – вектор силы тяжести;  $\mathbf{B}$  – коэффициент, учитывающий силы вращения,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $\mu_t$  – турбулентная вязкость.

Во вращающейся системе координат силы вращения (Кориолиса и центробежная) имеют вид:  
 $\mathbf{B} = -2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V} - \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ .

Для описания турбулентных эффектов применяется стандартная  $k - \varepsilon$  модель турбулентности, в которой турбулентная вязкость  $\mu_t$  выражается через величины  $k - \varepsilon$  следующим образом:

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

где  $k$  – турбулентная энергия;  $\varepsilon$  – скорость диссипации турбулентной энергии;  $\rho$  – плотность.

В этих уравнениях учтены главные нелинейные механизмы эволюции турбулентных течений, инерционные силы и сила тяжести. Значения  $k$  и  $\varepsilon$  определяются из следующих уравнений:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - \varepsilon,$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left( C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 \varepsilon \right),$$

где  $G = \mu_t \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$ .

Для рассматриваемого случая значения параметров  $k - \varepsilon$  модели принимаем:  $\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ;

$$C_\mu = 0,09;$$

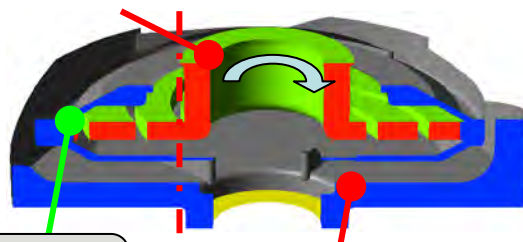
$$C_1 = 1,44; C_2 = 1,92.$$

Для моделирования течения в насосе (система типа ротор-статор) используется технология «скользящих сеток», когда статор рассчитывается в неподвижной системе координат, а ротор рассчитывается в абсолютной вращающейся системе координат (см. рис. 2). Сопряжение вращающейся и неподвижной под областей осуществляется через специальную поверхность, на которой проводится пересчет параметров течения из одной системы координат в другую.

В качестве граничных условий (см. рис. 3) используются следующие:

- на входе в ступень насоса задается расход жидкости, который исследуется в диапазоне от 10 до 160 м<sup>3</sup>/сутки,
- на выходе из ступени насоса задается осредненное относительное давление, равное 0 Па,
- сопряжение неподвижной и вращательной систем координат осуществляется через граничное условие «Скользящая поверхность»,
- для расчета турбулентных эффектов в пограничном слое используются логарифмические пристеночные функции.

Расчетная под область  
Ротор



Скользящая поверхность  
Интерфейс взаимодействия  
под областей типа Ротор/Статор

Расчетная под область Статор  
Неподвижная система координат

Рис. 2. Сопряжение расчетных подобластей ротор-статор

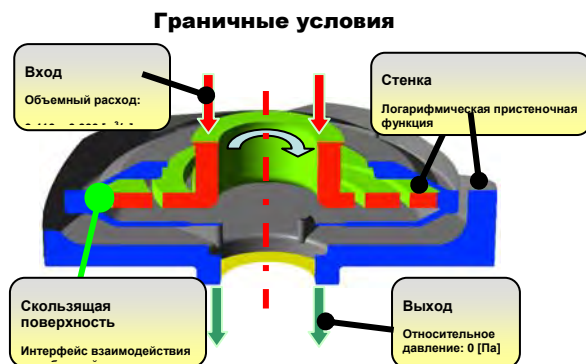


Рис. 3. Граничные условия

### Решение задачи

Расчет производится в программном комплексе вычислительной гидродинамики FlowVision. Задача решается в декартовой системе координат. Используется ортогональная расчетная сетка с локальной адаптацией сетки по объему расчетной области (см. рис. 4). Используется технология подсеточного разрешения, когда вблизи сложной границы расчетной области законы сохранения записываются на усеченных ячейках, тем самым аппроксимируется гладкая граница расчетной области.

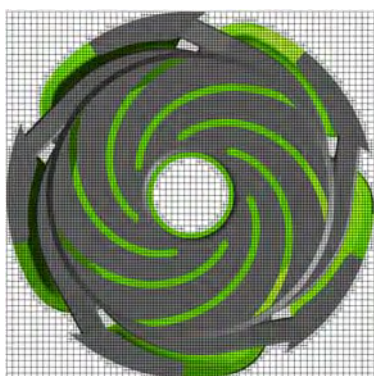


Рис. 4. Расчетная сетка

Конечно-разностная сетка начального уровня состоит из 158 400 ячеек. Окончательный объем адаптированной сетки оставляет 299 348 расчетных ячеек.

### Результаты расчета

Расчеты были выполнены при фиксированном числе оборотов ротора (10 000 об/мин) и переменном расходе жидкости. Время решения задачи зависело от моделируемого режима и на однопроцессорном PC Intel Pentium-4 2.4 МГц изменялось в диапазоне от 14 часов для расхода 10 м<sup>3</sup>/сутки до 35 часов для расхода 160 м<sup>3</sup>/сутки.

Мгновенные линии тока представлены на рис. 5

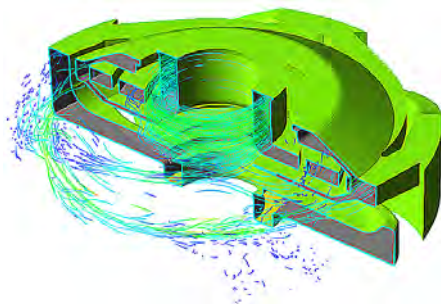


Рис. 5. Мгновенные линии тока

На рис. 6 представлены линии тока, построенные по переменной «Относительная скорость», видно наличие развитых обратных вихревых зон.

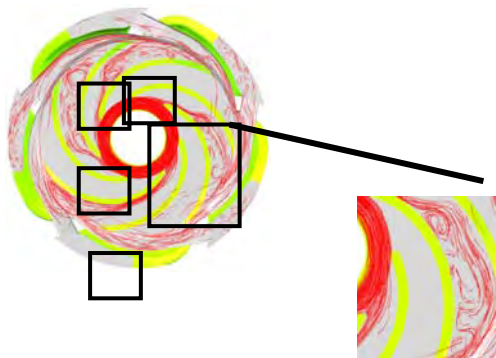


Рис. 6. Линии тока

На рис. 7 представлена расходно-напорная характеристика ступени центробежного насоса, где показаны расчетные точки, а также полиномиальное приближение. Полученные результаты сведены в таблицу 1.

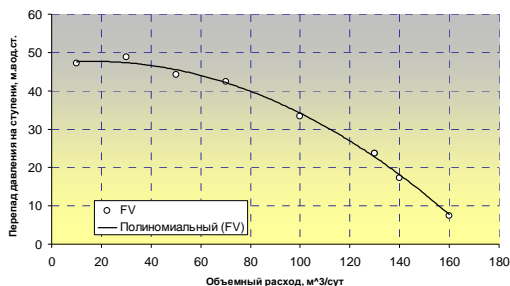


Рис. 7. Расходно-напорная характеристика ступени центробежного насоса

Т а б л и ц а 1

Расход объемный суточный	Расчет FV
	м <sup>3</sup> /сутки
10	47.21
30	48.80
50	44.15
70	42.37
100	33.42
140	17.31
160	7.32

### Заключение

Представлен пример численного моделирования течения в погружном центробежном насосе. Получены качественная структура течения со срывными и возвратно-циркуляционными зонами, а также количественная оценка расходно-напорной характеристики ступени центробежного насоса. Качественная картина течения соответствует известным экспериментальным данным.

### Благодарности

Авторы благодарят главного специалиста АОА НК "Роснефть" Краснова В.А. за техническое обсуждение и ценные консультации.