

Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса

10, октябрь 2015

к.т.н., доцент Ломакин В. О.¹, Чабурко П. С.^{1,*}

УДК: 62-137

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

*delleter@mail.ru

Введение

На кафедре Э10 была выполнена работа по проектированию герметичного насоса с центробежным колесом и канальным отводящим устройством. По расчетам в CFD была получена оптимальная модель проточной части с напором, соответствующим ТЗ и достаточно высоким КПД.

Модель проточной части была изготовлена с использованием методов 3D печати, был изготовлен макетный образец. Далее в лаборатории кафедры Э10 были произведены испытания полученного макетного образца.

Результаты испытаний оказались удовлетворительными, но гидравлический КПД оказался значительно выше, чем по расчетам в CFD – примерно на 8%.

Т.к. модель, рассчитанная в CFD, состояла лишь из колеса и канального отводящего устройства, была возможность получить только гидравлический КПД, т.е. без влияния утечек и механических потерь. Было выдвинуто предположение о том, что закрутка жидкости на выходе рабочего колеса влияет на величину момента сопротивления на дисках рабочего колеса, т.к. при проведении балансовых испытаний именно этот фактор не удается воспроизвести. Проверить это предположение можно, используя метод численной гидродинамики.

Математическая модель

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае модели несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) это:

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial t} + \tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{1}{\tilde{\rho}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{u}_i}{\partial x_j^2},$$

$\tilde{u}_i = U_i + u_i$ – мгновенное значение скорости, U_i – средняя составляющая, u_i – пульсационная составляющая;

$\tilde{p} = P + p$ – мгновенное значение давления, P – средняя составляющая, p – пульсационная составляющая;

Уравнение сохранения количества движения (осреднение по Рейнольдсу):

$$\rho \left[\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right],$$

где U , P – осредненные скорость и давление;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu\tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - мгновенный Тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ - Рейнольдсовы напряжения

Введение уравнения Навье-Стокса, осредненного по Рейнольдсу, делает систему уравнений не замкнутой, так как появляются дополнительные неизвестные Рейнольдсовы напряжения. Для решения этой системы в данной задаче использовалась полуэмпирическая модель k- ω SST модель турбулентности, которая вводит необходимые дополнительные уравнения: уравнение переноса кинетической энергии турбулентности и уравнение относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \alpha \cdot S^2 - \beta \cdot \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ 2 \cdot (1 - F_1) \cdot \sigma_{\omega 2} \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned}$$

Данная математическая модель успешно применялась в работах [1,2,3]

Результаты математического моделирования

Была смоделирована проточная часть на сетке, состоящей из 8 млн ячеек. В ядре потока ячейки имеют многогранную форму, у твердых стенок – призматическую. На рисунке 1 показана расчетная сетка.

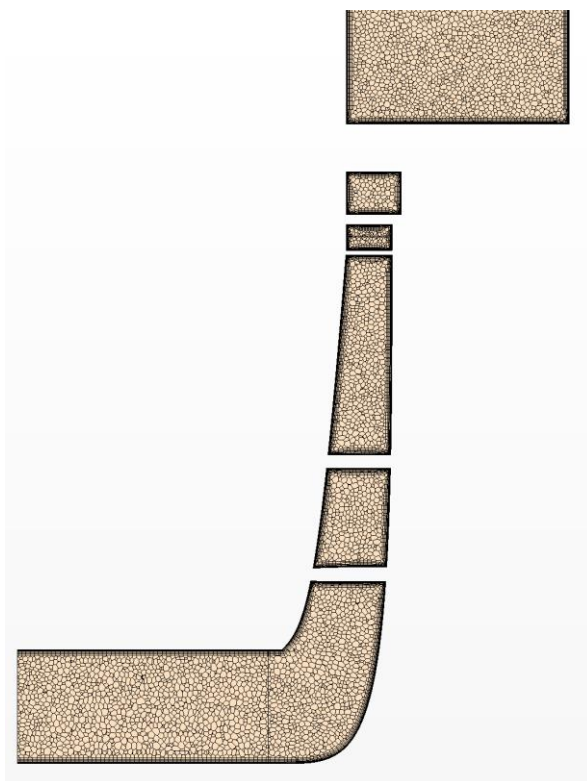


Рис. 1. Расчетная сетка

В качестве граничных условий при расчете течения в насосе задавались скорость на входе и давление на выходе. Таким образом можно получить перепад давления в насосе и, как следствие, напор, получить значение момента на колесе.

Распределение скоростей в проточной части представлено на рисунке 2.

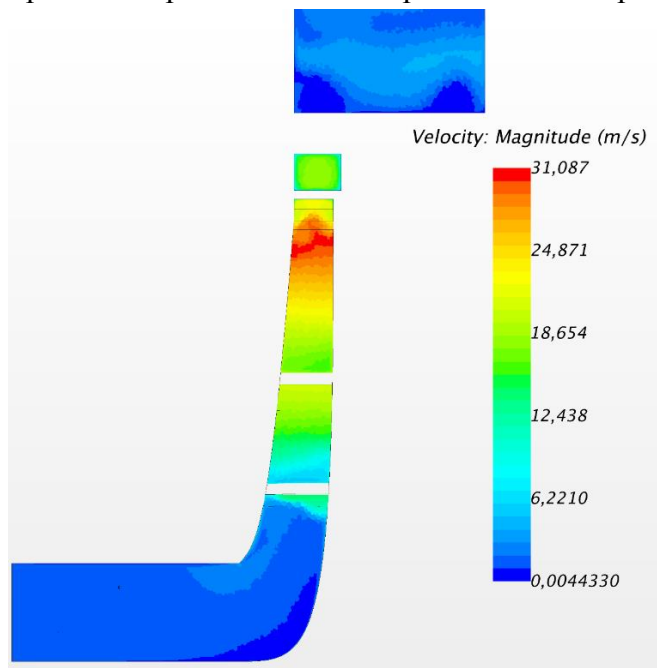


Рис. 2. Распределение скоростей по меридиональному сечению

В результате расчета были получены следующие величины:

Напор – 61,1 м,

Момент на колесе – 9,1 Н · м,

Гидравлический КПД – 75,3%.

Одна из пазух рабочего колеса была рассчитана отдельно. Расчетная сетка представлена на рисунке 3.

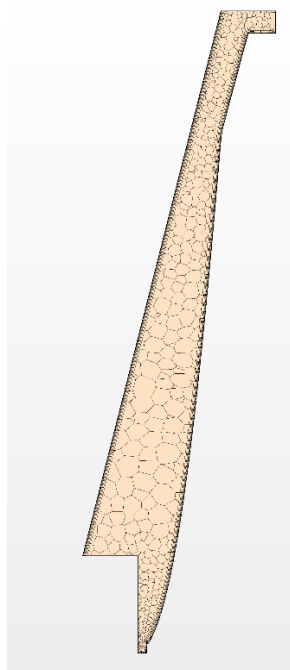


Рис. 3. Расчетная сетка пазухи колеса

Расчет был выполнен с заданием различных значений окружной скорости на входе в пазуху. Распределение скоростей по сечению представлено на рисунке 4.

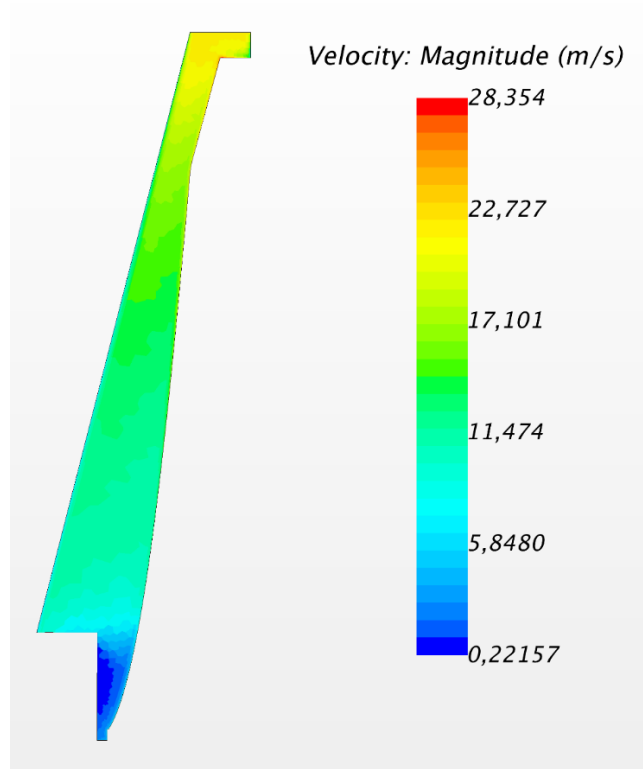


Рис. 4. Распределение скоростей по сечению передней пазухи колеса

В результате расчета было получено, что без учета закрутки потока в пазухе момент составляет 1,2 Н · м, с учетом закрутки – 0,6 Н · м. Значит суммарный момент в двух пазухах в первом и во втором случае составляет 2,4 Н · м и 1,2 Н · м соответственно.

Эксперимент

Были проведены нормальные испытания макетного образца, позволившие получить значение напора, момента на роторе, общего КПД. Для выяснения гидравлического КПД были проведены балансовые испытания макетного образца.

Результаты испытаний представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента

Напор, м	Момент общий, Н*м	Момент дисковых потерь плюс сухой момент, Н*м	Момент сухой, Н*м	Расход утечки, м³/час
55,4	11,74	2,7	0,5	2,7

Расчет общего КПД ведется по формуле:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{M \cdot \omega} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 55,4 \cdot 3,44 \cdot 10^{-3}}{11,74 \cdot 303,53} = 0,525$$

Объемный КПД:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + Q_y} = \frac{12,5}{12,5 + 2,7} = 0,822$$

Механический КПД:

$$\eta_m = 1 - \frac{M_d + M_c}{M} = 1 - \frac{2,7}{11,74} = 0,77$$

Тогда гидравлический КПД определяется как:

$$\eta_r = \frac{\eta}{\eta_o \cdot \eta_m} = \frac{0,525}{0,822 \cdot 0,77} = 0,83$$

Погрешность расчета в CFD составляет:

$$\Delta = \frac{0,83 - 0,753}{0,83} = 0,092 \cdot 100\% = 9,2\%$$

При расчете других подобных насосов ошибка составляет 1-3%. Основное отличие данного насоса от других – большая доля утечки в объеме подачи.

При измерении момента дисковых потерь при проведении балансовых испытаний условия отличаются от реальных. Жидкость, попадающая в пазуху, не имеет закрутки после рабочего колеса. Предварительные расчеты показали, что при наличии закрутки после рабочего колеса момент дисковых потерь падает. Для данного насоса расчетная величина дискового трения без закрутки оставила 2,4 Н·м, что согласуется с экспериментальными данными.

Если реальный момент дисковых потерь при работе насоса составляет 1,2 Н·м, как в расчете, то момент дисковых потерь при реальных условиях испытаний должен быть 1,5 Н·м, тогда механический КПД равняется:

$$\eta_m = 1 - \frac{M_d + M_c}{M} = 1 - \frac{1,5}{11,74} = 0,872$$

Гидравлический КПД равняется:

$$\eta_r = \frac{\eta}{\eta_o \cdot \eta_m} = \frac{0,525}{0,822 \cdot 0,872} = 0,732$$

А погрешность составляет:

$$\Delta = \frac{0,753 - 0,732}{0,753} = 0,0279 \cdot 100\% = 2,79\%$$

Заключение

Проведенные испытания и численное моделирование показали, что момент дисковых потерь действительно зависит от закрутки жидкости при выходе из рабочего колеса. В результате CFD моделирования изменение закрутки составило 1.2 Н·м, т.е. момент уменьшился в 2 раза и при расчете гидравлического КПД по результатам испытаний при пересчете погрешность между экспериментом и численным моделированием значительно уменьшилась.

Список литературы

- [1]. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 9. С. 45-64. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/725724.html> (дата обращения: 5.09.2015) DOI: [10.7463/0914.0725724](https://doi.org/10.7463/0914.0725724)
- [2]. Чабурко П.С., Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в струйном насосе // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2014. № 3. С. 55-58.
- [3]. Ломакин В.О., Чабурко П.С. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 12. С. 210-219. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/743907.html> (дата обращения: 5.09.2015) DOI: [10.7463/1214.0743907](https://doi.org/10.7463/1214.0743907)
- [4]. Трошин Г.А., Петров А.И. Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ // Инженерный вестник. 2014. № 11. С. 87-92. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/744967.html> (дата обращения: 5.09.2015)
- [5]. 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: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 4. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/354657.html> (дата обращения: 5.09.2015)
- [6]. Першаков Н.Г., Жарковский А.А., Донской А.С. Исследование и модернизация герметичного насоса с магнитной муфтой с использованием программного комплекса Ansys CFX // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012. Т.14. №1-2. С. 669-671.
- [7]. Поспелов А.Ю., Жарковский А.А. Использование 3D методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин // Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 36-41