

Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными.

05, май 2012

DOI: 10.7463/0512.0356070

Петров А. И., Ломакин В. О.

УДК 62-137

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

lomakin@e10-bmstu.ru

Для существенного уменьшения количества модельных и натурных испытаний геометрия проточных частей насосов уточняется численным экспериментом в программном пакете STAR CCM+ 6.04. Для использования результатов компьютерного моделирования численная модель должна быть верифицирована физическим экспериментом. Для этих целей на кафедре “Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана проводились испытания проточных частей насосов НМ на уменьшенных моделях, а также проводилось их численное моделирование.

Была составлена численная модель проточной части модели насоса по исходной 3D-геометрии, использованной при изготовлении проточной части на 3D принтере.



Рисунок 1 - 3D-геометрия проточной части модели насоса НМ2500-230

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)

$$\text{div } \mathbf{v} = 0,$$

Уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье-Стокса)

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nu \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f},$$

В прямой постановке для решения полноразмерной трехмерной задачи турбулентного течения в насосе необходимо использовать очень мелкую расчетную сетку, размер ячеек которой настолько мал, что современные вычислительные ресурсы не позволяют разрешить задачу. Поэтому при данном расчете использовались уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, и дополнительные два дифференциальных уравнения, отвечающие за моделирование турбулентности.

В данной задаче использовалась модель $k-\omega$ SST модель турбулентности. Пограничный слой описывался пристеночными функциями.

Использовалась структурированная призматическая расчетная сетка в 10 слоев вблизи твердых стенок и неструктурированная многогранная в ядре потока.

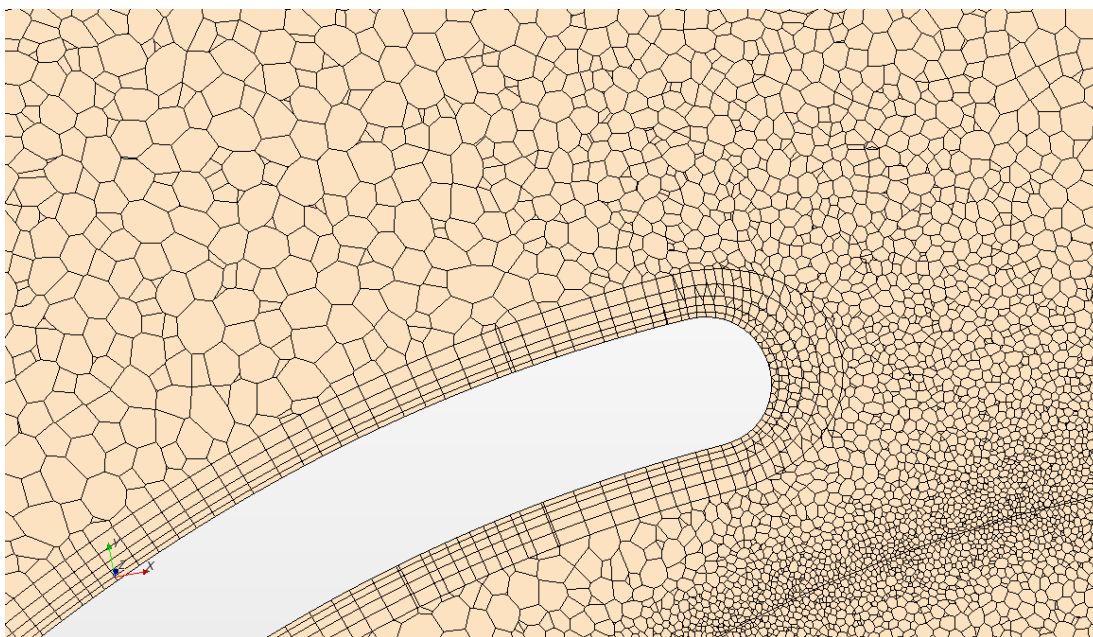


Рисунок 2 - Структурированная сетка в пристенной области

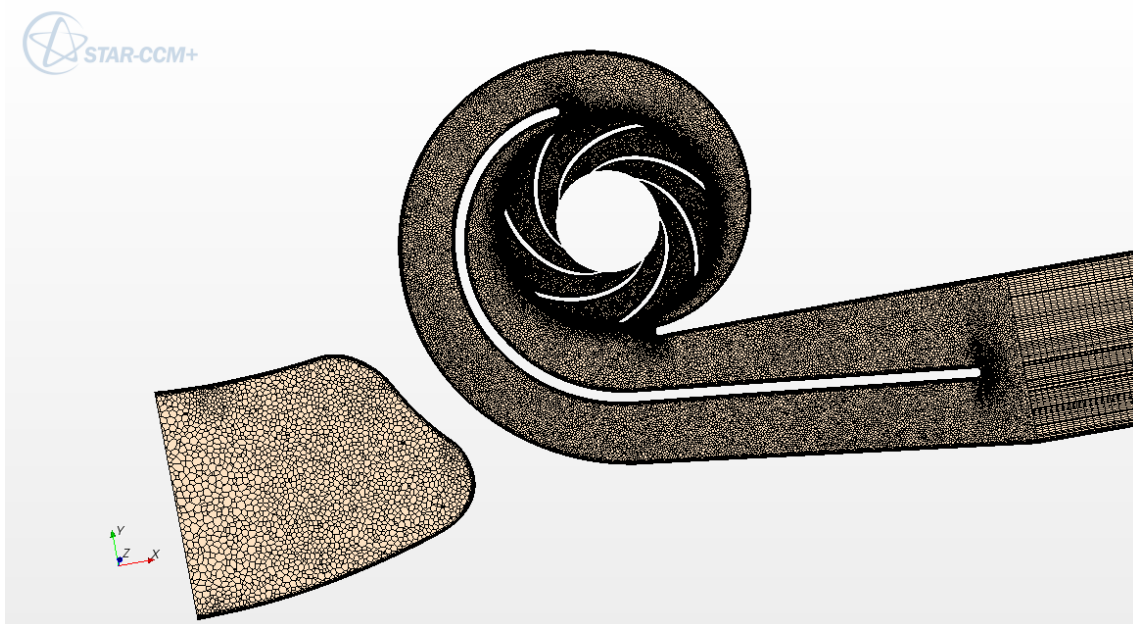


Рисунок 3 - Расчетная сетка для модели насоса HM2500-230

Вращение рабочего колеса моделировалось как в стационарной, так и в нестационарной постановке. Т.е. предварительный расчет проводился на неподвижной сетке, а эффект вращения моделировался добавлением силовых факторов воздействующих на жидкость во вращающейся области (т.е. силы инерции и кориолисовы силы). После стационарного расчета он использовался как начальное условие для решения нестационарной задачи и расчета динамических эффектов.

Граничные условия, используемые при расчете: поток массы на входе и давление на выходе.

Первым этапом, как численного моделирования, так и натурального эксперимента являлось снятие интегральных характеристик агрегата, а именно построение напорной и энергетических характеристик агрегата.

Для сравнения с численным экспериментом были взяты результаты испытаний модели насоса при частоте вращения 2000 об/мин.

Характеристики, полученные при натуральных испытаниях при номинальной частоте вращения 2000 об/мин, представлены в графическом виде.

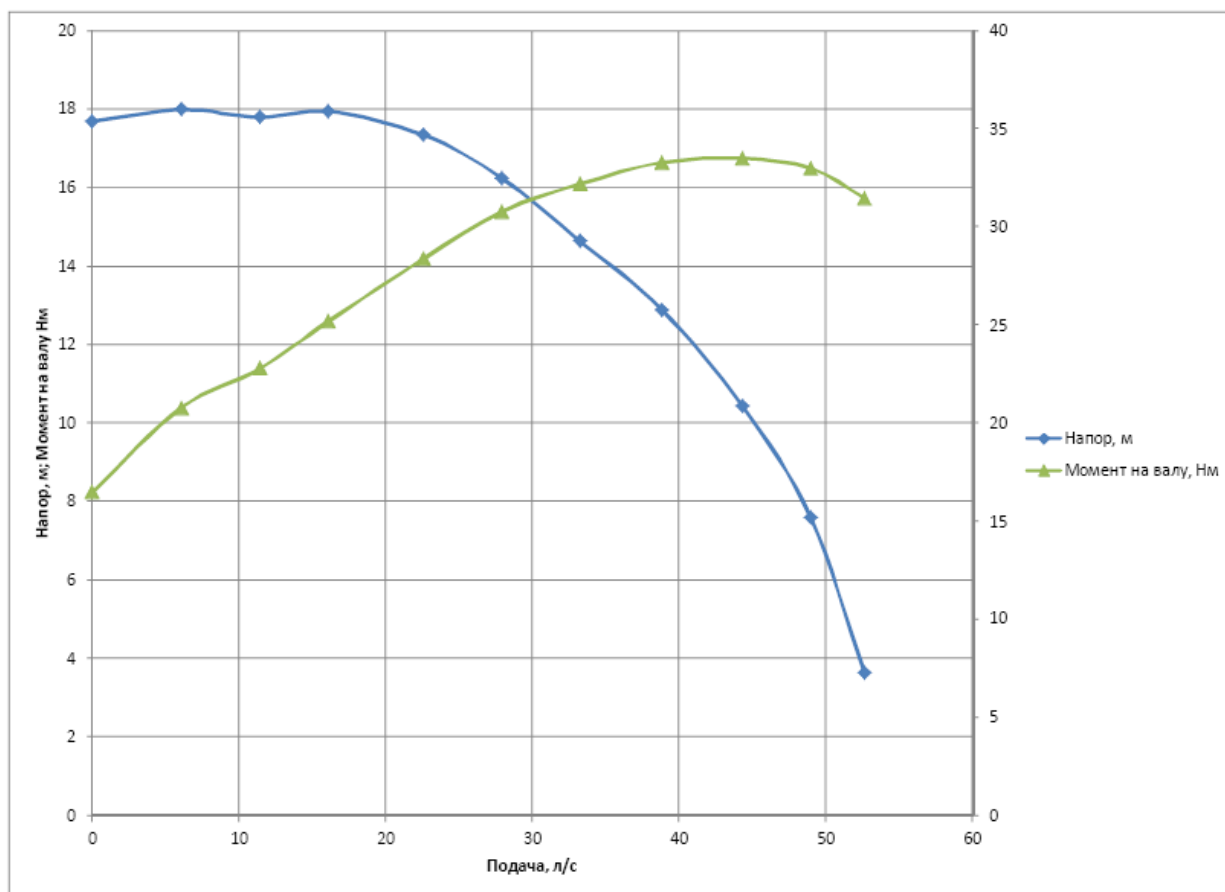


Рисунок 4 - Характеристика модели насоса NM2500-230 при частоте вращения 2000 об/мин

Расчет проводился для тех же значений расхода, что и полученные в ходе эксперимента.

В результате стационарного расчета при частоте вращения 1970 об/мин и подаче 33 л/с (первая точка была выбрана как точка с наивысшим значением КПД, т.е. оптимальная) была получена картина течения внутри насоса.

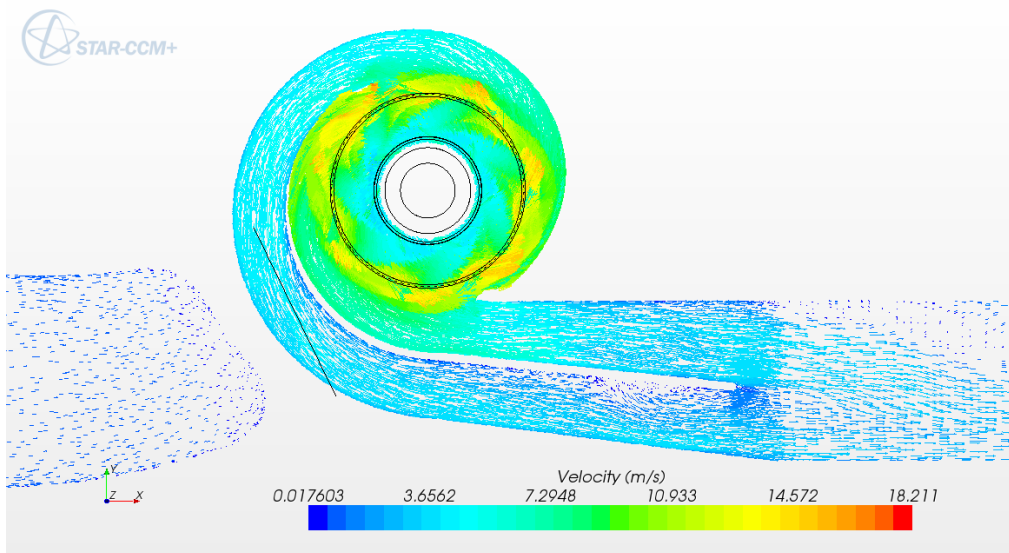


Рисунок 5 - Векторное поле скоростей в сечении насоса при подаче 33 л/с (сечение перпендикулярное оси вращения)

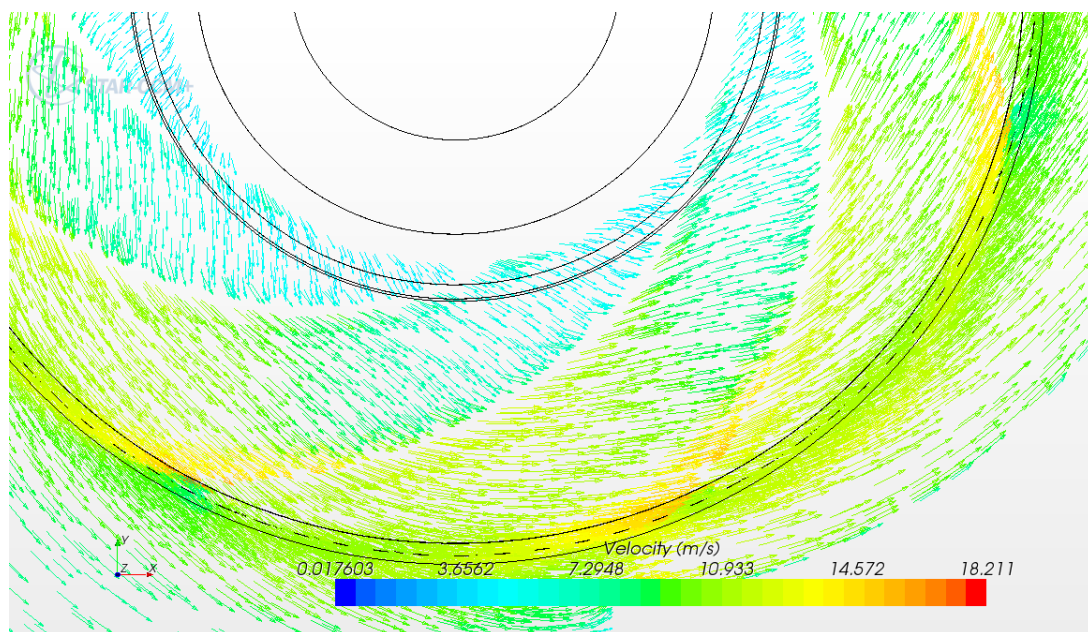


Рисунок 6 - Векторное поле скоростей внутри рабочего колеса (сечение перпендикулярное оси вращения)

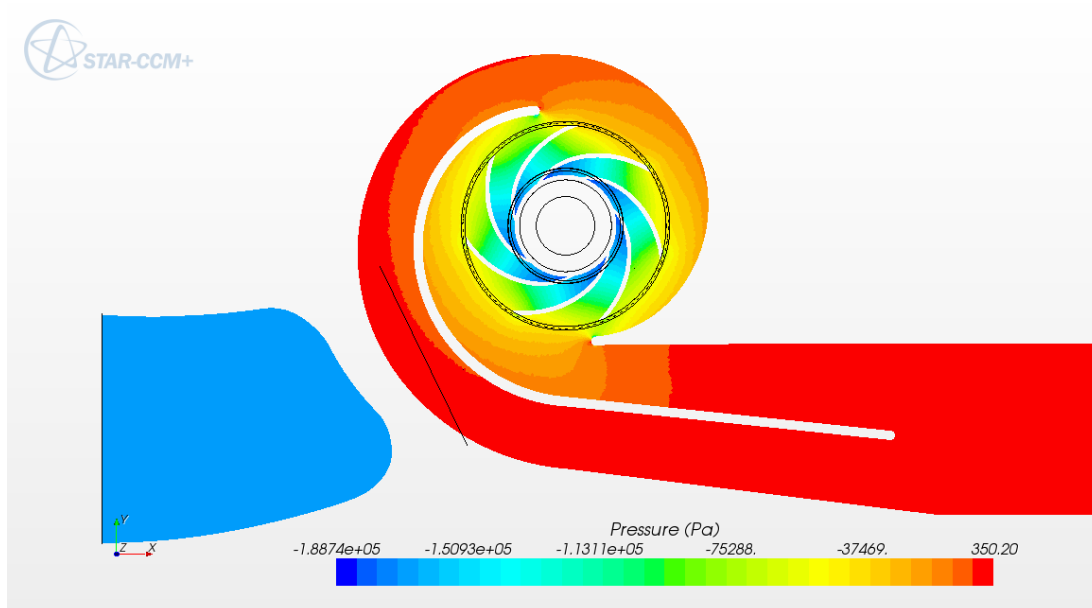


Рисунок 7 - Поле давлений в сечении насоса (сечение перпендикулярное оси вращения)

Значения интегральных параметров, полученных в результате расчета, следующие:

Таблица 1

Сравнение результатов расчета и эксперимента в номинальной точке

	Н, м	М, Нм	КПД, %
Эксперимент	14,65	32,2	71,7
Расчет	15,7	30,94	79
Погрешность, %	7,1	3,9	10,1

Значения расчетных параметров отличаются от экспериментальных данных на величину погрешности. Этому есть две причины:

1. Погрешность численного эксперимента, связанная с дискретизацией исходных непрерывных уравнений гидродинамики и применение моделей турбулентности, которые являются упрощённым представлением реальных гидродинамических процессов. С этой погрешностью трудно бороться, так как ее уменьшение требует значительного увеличения вычислительных ресурсов и экономически не обосновано. Более того погрешность носит систематический характер и может быть учтена применением поправочных коэффициентов.

2. Погрешность, связанная с неполным учётом в модели факторов, присутствующих в физическом эксперименте, в частности, таких как механические потери мощности на валу насоса, утечки жидкости по щелевым уплотнениям и пр. Для устранения данной погрешности необходимо было дополнительное проведение балансовых испытаний.

При проведении балансовых испытаний были определены значения внешнего механического КПД и объёмного КПД. Внешний момент трения составил 2,5 Нм. Значение объёмного КПД составило 0,97.

Таким образом, к расчетному моменту следует прибавить значение указанного момента трения, а расчетный напор скорректировать с учетом увеличенного расхода через рабочее колесо на значение перетечек в щелевых уплотнениях.

Ниже приведены некоторые результаты численного моделирования течения на других режимах по подаче (Рисунок 8, Рисунок 9, Рисунок 10).

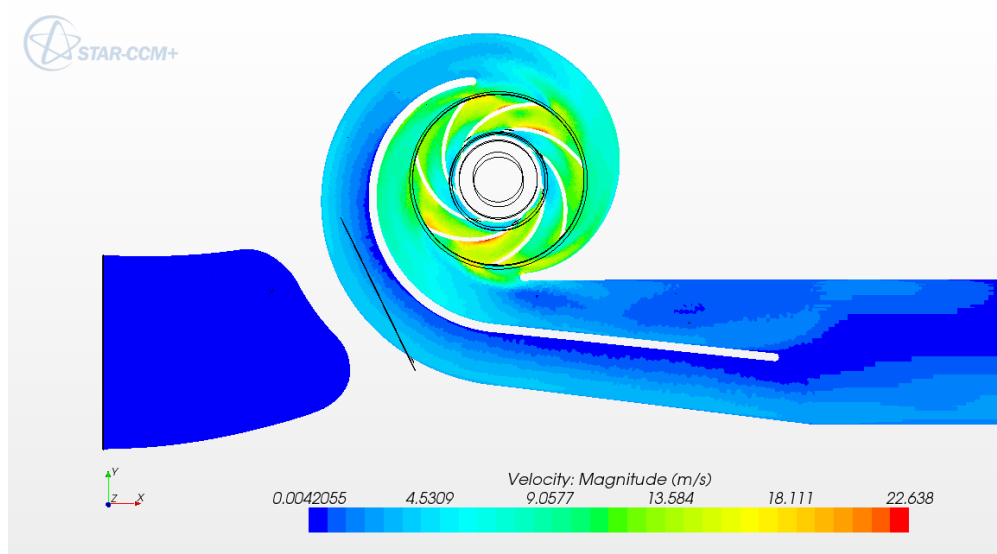


Рисунок 8 - Распределение модуля скорости в сечении насоса при подаче 11 л/с (сечение перпендикулярное оси вращения)

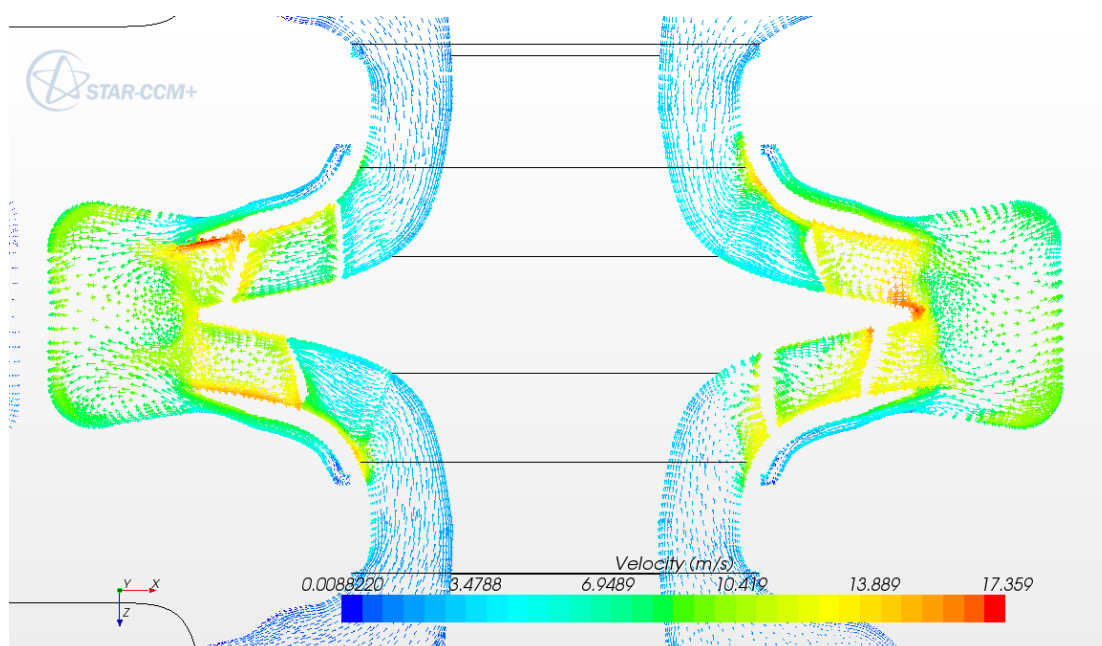


Рисунок 9 - Распределение векторов скорости в сечении насоса при подаче 11 л/с (сечение по плоскости разъема насоса)

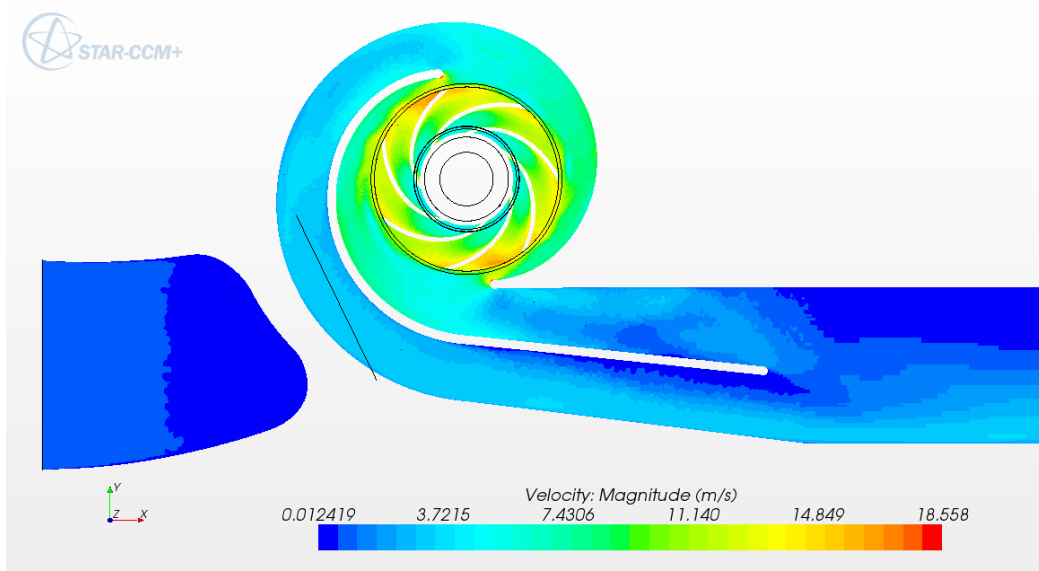


Рисунок 10 - Распределение модуля скорости в сечении насоса при подаче 21 л/с (сечение перпендикулярное оси вращения)

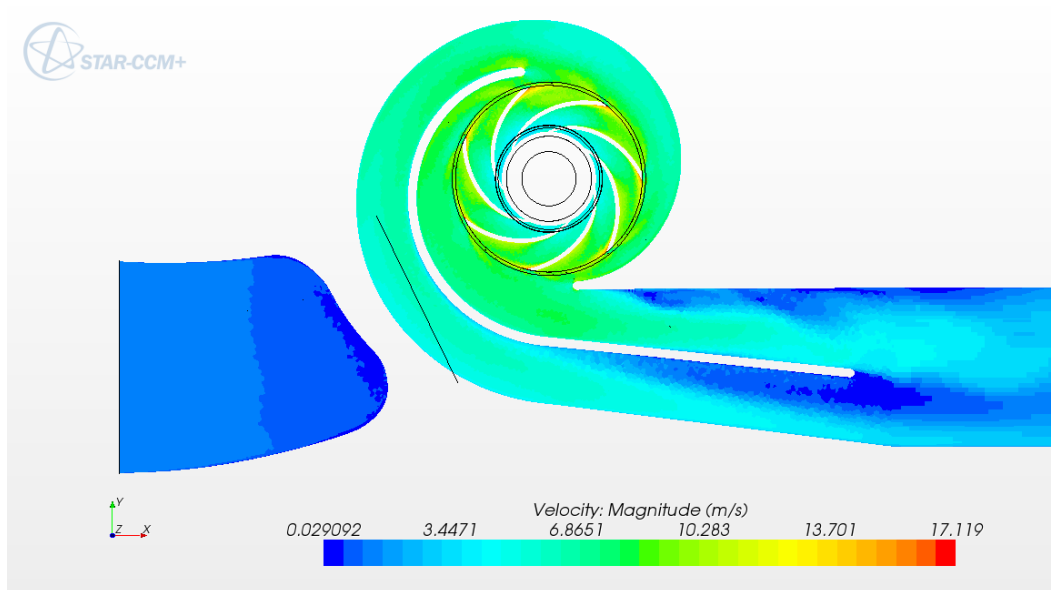


Рисунок 11 Распределение модуля скорости в сечении отвода при подаче 44 л/с

Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик представлено в табличном и графическом виде:

Таблица 2

Сравнение скорректированного расчетного и измеренного момента на валу насоса

Подача Q, л/с	Расчетный скорректированный момент M, Нм	Экспериментально измеренный момент, Нм	Погрешность, %
0	15,5	16,5	6,06
6	18,93	20,8	8,99
11	23	22,8	0,88
16	24,51	25,2	2,74
23	28,7	28,4	1,06
28	31,15	30,8	1,14
33	33,44	32,2	3,85
39	34,63	33,3	3,99
44	35,76	33,5	6,75
49	34,92	33	5,82
53	33,8	31,5	7,30

Таблица 3

Сравнение скорректированного расчетного и измеренного напора насоса

Подача Q, л/с	Расчетный скорректированный напор H, м	Экспериментально измеренный напор H, м	Погрешность, %
0	19,00	17,7	7,34
6	19,27	18	7,08
11	19,37	17,8	8,84
16	18,98	17,95	5,76
23	18,65	17,35	7,49
28	17,47	16,25	7,52
33	15,50	14,65	5,81
39	14,10	12,9	9,31
44	12,11	10,45	15,9
49	9,25	7,6	21,7
53	6,63	3,65	81,7

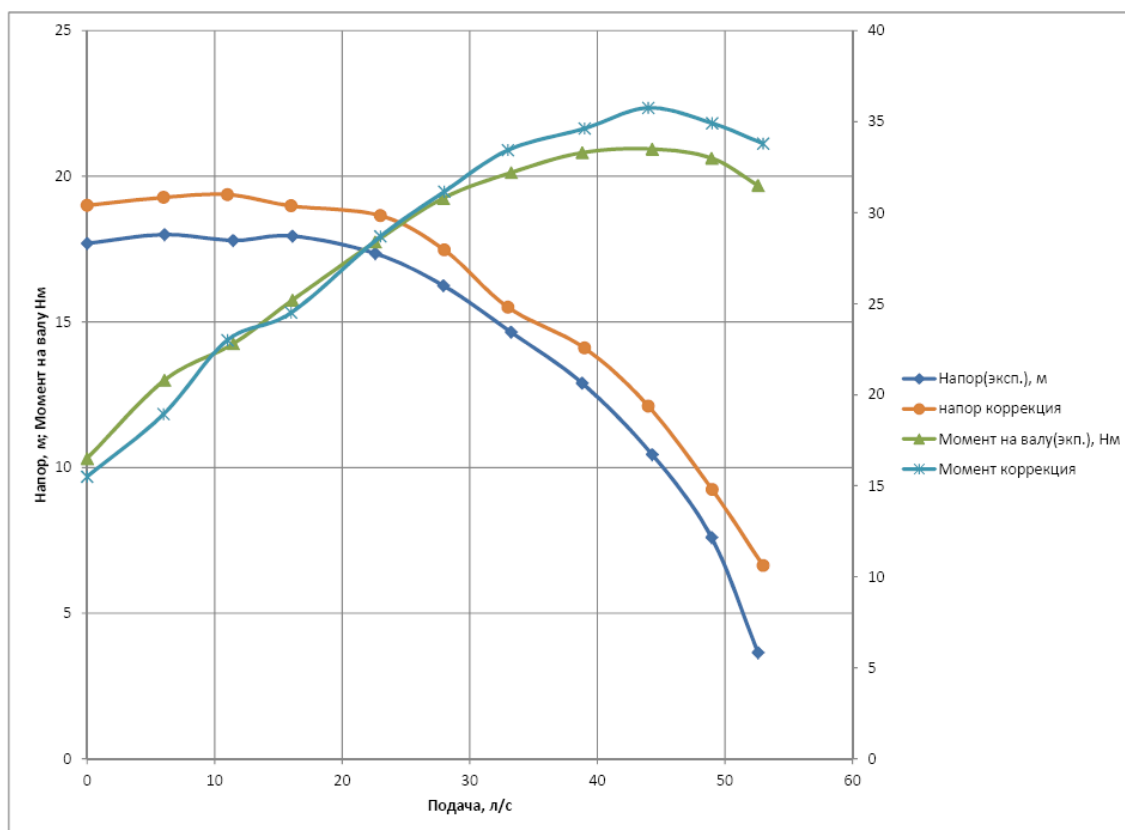


Рисунок 12 Сравнение результатов испытаний и скорректированного расчета

Из графика видно, что погрешность расчета напора носит систематический характер (за исключением области наибольших подач насоса) и в дальнейшем может быть учтена поправочным коэффициентом. Причины появления данной систематической погрешности могут быть выявлены в ходе дальнейших испытаний и моделирования. Погрешность вычисления момента ниже, а на каких-то режимах практически отсутствует.

Список использованной литературы

1. CD-adapco STAR CCM UserGuide 6.02. США 2011. URL: http://158.110.32.35/download/SCD/star_uguide.pdf . (Дата обращения 19.03.2012)
2. ГОСТ 6134-2007 Насосы динамические. Методы испытаний. М: 2007. 91 с.

Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data.

05, May 2012

DOI: 10.7463/0512.0356070

Petrov A.I., Lomakin V.O.

Russia, Bauman Moscow State Technical University

lomakin@e10-bmstu.ru

The paper deals with the methodology and results of CFD simulation of the oil pump NM2500-230 model. The dependences of the pump head and shaft torque on the pump flow were obtained by way of simulation. The results of numerical simulation were compared with experimental results subject to balance tests. Graphic illustrations of fluid flow in the flow part of the pump elements in different operation modes of the pump are presented in the article. The authors analyzed the error in the numerical experiment.

Publications with keywords: [verification](#), [numerical modelling](#), [oil pump](#)

Publications with words: [verification](#), [numerical modelling](#), [oil pump](#)

References

1. *CD-adapco STAR CCM UserGuide 6.02*. USA, 2011. Available at: http://158.110.32.35/download/SCD/star_uguide.pdf, accessed 19.03.2012.
2. State Standard 6134-2007, Moscow, 2007. 91 p.