

*Отмирзаев Дониёр Рустам угли, старший преподаватель
Наманганский инженерно-технологический институт*

РАСЧЕТ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ НАСОСОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ КПД

***Аннотация:** Обсуждается проблема, что при расчете многих типов проточных частей существует возможность существенно сэкономить вычислительные ресурсы, правильно выбирая размер сетки для различных элементов проточной части. Обычно проточная часть рабочего колеса насоса занимает существенно меньший объем в пространстве, чем отводящее и подводящее устройство, что позволяет использовать для РК меньший размер ячеек, чем в остальной проточной части.*

***Ключевые слова:** моделирования, проточная часть, рабочее колесо, насос, экономия.*

*Otamirzaev Doniyor Rustam ugli, senior lecturer
Namangan Engineering Technological Institute*

CALCULATION OF PUMP FLOW PARTS FOR A PURPOSE INCREASING EFFICIENCY

***Abstract:** The problem is discussed that when calculating many types of flow paths, it is possible to significantly save computational resources by correctly choosing the mesh size for various elements of the flow path. Usually, the flow path of the pump impeller occupies a significantly smaller volume in space than the outlet and supply device, which allows the use of a smaller cell size for the RK than in the rest of the flow path.*

***Key words:** modeling, flow path, impeller, pump, economy.*

При наличии полуспирального подвода рекомендуется существенно увеличить размер ячеек в его проточной части, так как течение в подводе обладает низкими скоростями и слабо влияет на характеристики насоса в целом. Также стоит отметить, что в целях экономии расчетных ресурсов стоит стремиться к использованию граничного условия симметричности, причем даже в тех случаях, когда задача является не совсем симметричной. Сравнение результатов моделирования в симметричной и несимметричной постановке показали незначительное различие в полученных характеристиках (менее 1%).

При расчете проточных частей насосов с целью повышения КПД насоса возникают существенные проблемы учёта потерь дискового трения и перетечек через щелевые уплотнения. Проблем можно выделить несколько:

□ существенный рост объема расчетной сетки. Построение расчетной сетки в дисковой пазухе и в особенности в зазоре щелевого уплотнения может привести к увеличению числа ячеек. Причем модификация проточной части с целью повышения КПД обычно происходит не в зоне пазух и щелевых зазоров, таким образом значительная часть расчетных ресурсов тратится на расчет течения в неизменяемой области;

□ настройка модели с дисковыми пазухами и щелевыми зазорами приводит к существенному усложнению расчетной модели, увеличивается количество смежных границ (интерфейсов) между вращающимися и неподвижными областями, увеличивается общее количество границ различного типа в расчетной области;

□ осевое течение жидкости в щелевом уплотнении обычно имеет ламинарный либо слабо турбулентный характер, однако в связи с вращением одной из границ щелевого уплотнения с большой скоростью используемая модель турбулентности, основанная на гипотезе Буссинеска об изотропности турбулентности, может дать сбой и наоборот существенно турбулизовать течение в зазоре. Это приводит к существенному возрастанию значения кинетической энергии турбулентности k , а так как для этой величины существует свое уравнение переноса, турбулизованная в зазоре жидкость попадает на вход в рабочее колесо и существенно деформирует течение. Такой эффект может привести к падению расчетного КПД насоса на 10-15% без видимых на то причин.

Все эти проблемы возникают из-за желания учесть в математической модели все возможные факторы, влияющие на характеристики насоса. Однако в процессе оптимизации проточные части должны быть максимально упрощены. Расчет объемного КПД численными методами не представляется эффективным. Существуют эмпирические формулы по расчету перетечек по щелевым уплотнениям, позволяющие эффективно провести расчет объемного КПД насоса без применения методов вычислительной гидродинамики.

Расчет дисковых потерь с использованием эмпирических формул также возможен, однако следует учитывать, что при существенных перетечках через щелевые уплотнения (например, для насосов малой быстроходности) жидкость, закрученная рабочим колесом, частично попадает в дисковую пазуху и отдает часть своей энергии обратно рабочему колесу, что уменьшает момент дискового трения. Такой эффект был обнаружен при обработке экспериментальных данных испытаний консольного насоса с $ns=34$.

В результате расчета было получено, что без учета закрутки потока в пазухе момент дисковых потерь составляет 1,2 Нм, с учетом закрутки – 0,6 Нм. При сравнении результатов испытаний с расчетом не учет закрутки потока на входе в пазуху привел к погрешности расчета гидравлического КПД 9,2%, при учете закрутки погрешность составила 2,7%.

При расчете кавитационных явлений может возникнуть необходимость изменения математической модели с целью учета паровой фазы, возникающей вследствие кавитации. В таком случае используется математическая модель двухфазной среды. Уравнения модели приведены в тексте диссертации.

Особого внимания заслуживает моделирование роста и схлопывания газового пузыря.

Рост кавитационного пузыря рассчитывается из упрощенного уравнения Рэлея-Плессета с введением коэффициентов K_1 и K_2 для компенсации упрощений, введенных в модель:

$$K \text{ при } p_{\text{нас}} > p \quad \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p_{\text{нас}} - p}{\rho} \right)}$$

$$K \text{ при } p_{\text{нас}} < p \quad \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{p - p_{\text{нас}}}{\rho} \right)}$$

Введение коэффициентов K_1 и K_2 позволяет скорректировать модель кавитации, так как базовая модель дает завышенные значения кавитационного запаса. На Рисунке 4 показано влияние указанных коэффициентов на расчетные кавитационные характеристики насоса. При единичных коэффициентах расчет дает завышенные значения запаса. Это связано с тем, что модель не учитывает газовую кавитацию и другие факторы. Близкие к экспериментальным значениям кавитационных запасов дают модели со значениями коэффициентов 5-10 для K_1 и 0,1-0,2 для K_2 .

Экспериментальные данные получены для консольного насоса с предвключенным шнеком, а также для насоса двустороннего входа с предвключенным шнеком и без.

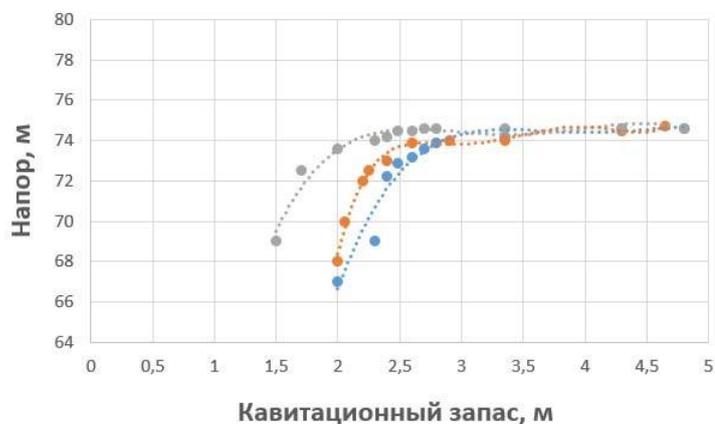


Рисунок 4. Сравнение расчетных кавитационных характеристик с экспериментальной при различных значениях коэффициентов K_1 и K_2 (синий – эксперимент, серый – единичные коэффициенты, красный – коэффициенты 5/0,2)

Оценка точности расчетов по приведённой выше математической модели проводилась путем сравнения экспериментальных данных с результатами расчетов. Многочисленные работы по оценке точности описаны в опубликованных работах. Ниже приведены некоторые графики сравнения для насосов двустороннего входа (Рисунок 5).

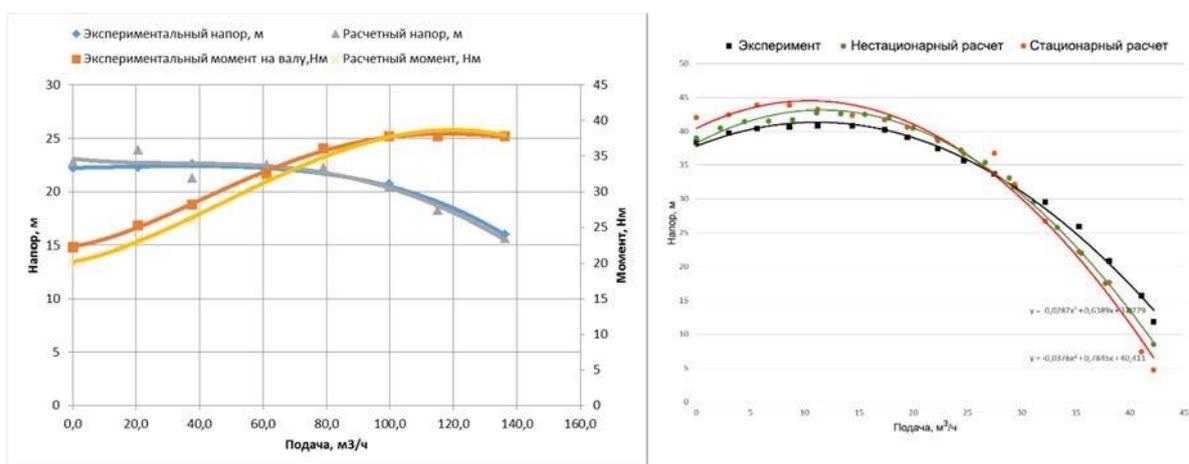


Рисунок 5. Сравнение экспериментальных и расчетных характеристик для насосов МНМ 3600-230 (слева) и МНМ 1250-260 (справа)

Литература

1. Ломакин В.О., Кулешова М.С., Божьева С.М. Численное моделирование течения жидкости в насосной станции // Гидротехническое строительство. 2015. №8. С.13-16
2. V.O.Lomakin, M.S.Kuleshova, E.A.Kraeva. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation// Procedia Engineering. Vol. 106. 2015. [http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705815009303?via%](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705815009303?via%3Aihub)
3. Н.Ю. Шарibaев, М.Тургунов, Моделирование энергетического спектра плотности состояний в сильно легированных полупроводниках, Теория и практика современной науки №12(42), 2018 с.513-516
4. Н.Ю. Шарibaев, Ж Мирзаев, ЭЮ Шарibaев, Температурная зависимость энергетических щелей в ускозонных полупроводниках, Теория и практика современной науки, № 12(42), 2018 с. 509-513
5. М. Тулкинов, Э. Ю. Шарibaев, Д. Ж. Холбаев. Использование солнечных и ветряных электростанций малой мощности. "Экономика и социум" №5(72) 2020.с.245-249.
6. Холбаев Д.Ж., Шарibaев Э.Ю., Тулкинов М.Э. Анализ устойчивости энергетической системы в обучении предмета переходные процессы. "Экономика и социум"№5(72)2020. с.340-344.
7. Шарibaев Э.Ю., Тулкинов М.Э. Влияние коэффициента мощности на потери в силовом трансформаторе. "Экономика и социум" №5(72) 2020. с. 446-450.
8. Askarov D. Gas piston mini cogeneration plants-a cheap and alternative way to generate electricity //Интернаука. – 2020. – №. 44-3. – С. 16-18.
9. Dadaboyev Q,Q. 2021 Zamonaviy issiqlik elektr stansiyalaridagi sovituvchi minorani rekonstruksiya qilish orqalitexnik suv isrofini kamaytirish "International Journal Of Philosophical Studies And Social Sciences" in vol 3 (2021) 96-101
10. В Kuchkarov, О Mamatkarimov, and А Abdulkhayev. «Influence of the ultrasonic irradiation on characteristic of the structures metal-glass-

semiconductor». ICECAE 2020 IOP Conf. Series: Earth and Environmental
Science 614 (2020) 012027 Conference Series: