

УДК 621.671.001.024

**МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСОЛЬНО-МОНОБЛОЧНЫХ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ CFD**

© 2012 В.А. Алексенский, А.А. Жарковский, Н.Г. Першаков

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 16.03.2012

С помощью оригинального комплекса САПР центробежных насосов был разработан ряд проточных частей насосов типа КМ с унифицированными отводящими устройствами. Для оптимизации параметров проточных частей проведены расчёты пространственного вязкого течения. Проведены энергетические испытания разработанных насосов. Получена хорошая сходимость расчётных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: консольный насос, вязкое течение, математическая модель, прогнозирование характеристик

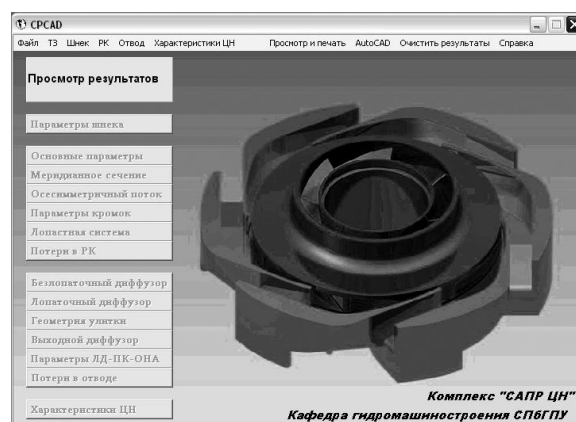
Одной из целей при создании нового и модернизации эксплуатируемого насоса является обеспечение максимально высокой энергетической эффективности на расчетном режиме, однако во многих случаях более важной задачей является максимальное сокращение расходов на изготовление агрегата при сохранении достаточного уровня КПД. Одним из путей для достижения этого является унификация некоторых элементов проточных частей для насосов со сходной конструкцией, но различными номинальными параметрами. При этом наиболее целесообразной с экономической точки зрения во многих случаях является унификация корпусных деталей, включающих в себя отводящее устройство.

**Цель исследования:** разработка проточных частей ступеней 6-ти насосов типа КМ с минимальным числом отводящих устройств спирального типа на напоры 20, 32, 50 м и расходы 25 и 50 м<sup>3</sup>/ч

В отличие от насосов типа К, рабочее колесо насосов типа КМ находится непосредственно на удлиненном валу электродвигателя. Вследствие этого они имеют меньшее количество запасных частей (отсутствует кронштейн, муфта), отсутствует необходимость производить центровку насоса и электродвигателя, агрегат имеет значительно меньшие размеры. Насосы консольно-моноблочного типа являются чрезвычайно распространёнными, их производство составляет

значительную долю от производства всего насосного оборудования.

Для решения обратной задачи гидродинамики был использован комплекс «САПР центробежных насосов» (рис. 1), разработанный на кафедре гидромашиностроения СПбГПУ. Комплекс позволяет проводить автоматизированное проектирование элементов проточной части насосов различных типов, а также проводить оценку гидравлических качеств и характеристик спроектированных насосов с использованием квазитрёхмерных методов расчета течения невязкой жидкости и теории пространственного пограничного слоя и низкоэнергетического следа в каналах при расчете течения вязкой жидкости.



**Рис. 1.** Комплекс САПР центробежных насосов

Исходя из того, что номинальный диаметр РК насосов на напоры 20, 32, 50 м у исходных насосов составлял 125, 160 и 200 мм соответственно,

Алексенский Вадим Александрович, аспирант. E-mail: vadim@aleksensky.com

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой гидромашиностроения. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Першаков Никита Григорьевич, аспирант. E-mail: spectators@mail.ru

минимально возможное количество отводов при проектировании было принято равным трём. Использовать один отвод в ступенях с разным напором не представлялось возможным. При проектировании отвода на больший расход для каждой из пар насосов было необходимо предусмотреть, что этот отвод в качестве перерасширенного будет использован в ступени с тем же напором, но с меньшей подачей. Корпус насоса включает в себя входной патрубок, поэтому рабочие колеса на каждый из трёх напоров при подаче 25 м³/час и 50 м³/час имеют одинаковый диаметр входного отверстия. Это ведет к тому, что вход в рабочее колесо на меньшую подачу в каждой из пар также получается перерасширенным.

Для окончательного анализа параметров спроектированных проточных частей на различных режимах работы перед проведением физического эксперимента были выполнены численные исследования с использованием программного продукта ANSYS CFX 12.1. В качестве аппаратной платформы для проведения вычислений использовался кластер отделения информационных и вычислительных технологий СПбГПУ, имеющий пиковую производительность 2,2 Тфлопс. Для верификации принятых параметров расчётной модели и их изменения в случае необходимости было проведено также расчётное исследование ранее разработанной и испытанной проточной части насоса КМ. В основу комплекса ANSYS CFX заложен метод численного решения фундаментальных законов гидромеханики [2]: уравнений движения вязкой жидкости совместно с уравнением неразрывности, что обеспечивает обоснованность применения результатов численного исследования. Цикл расчётных исследований, проведенных в СПбГПУ, показал, что данный программный продукт может быть успешно использован для решения задач насосостроения.

Расчет течения выполнялся путем численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий случай движения жидкой среды – уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности. Моделирование турбулентных течений выполнялось с использованием уравнений Рейнольдса, для замыкания которых в данном случае использовалась к-ε модель турбулентности. При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости ее диссипации  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon),$$

где  $P_k = -\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$  – член, выражающий генерацию энергии  $k$ .

Параметры  $\varepsilon$  и  $\mu_t$  определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial \bar{u}_i'}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы  $k$ -ε модели были выбраны равными (согласно работе [4]):  $C_\mu=0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1}=1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2}=1,92$ ,  $\sigma_k=1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1,3$ .



Рис. 2. Схема для расчёта проточной части типа КМ

При проведении численного исследования были приняты следующие допущения: влияние утечек через уплотнения РК на течение в проточной части отсутствует, поток на входе в расчетную область является осесимметричным. Расчёт выполнялся в квазистационарной постановке. Параметры потока на поверхностях сопряжения элементов проточной части передавались через цилиндрическую поверхность-интерфейс типа «frozen rotor» (осреднение параметров по окружному направлению не проводилось). Использовались граничные условия: на входе в рабочее колесо задавалось полное давление (1 атм); на выходе диффузора – массовый расход, соответствующий рассчитываемому режиму (вариант граничных условий, обеспечивающий хорошую стабильность расчёта и рекомендованный в [3]); на стенках ставилось условие прилипания с моделированием шероховатости в соответствии с её реальным значением; задавалась также частота вращения рабочего колеса. Для проведения расчёта была построена с использованием программного комплекса SolidWorks пространственная модель проточной части насоса, включающая в себя рабочее колесо и спиральный отвод. Расчётная схема представлена на рис. 2.

Расчётная сетка строилась с использованием сеточного генератора ICEM CFD. Была

использована неструктурированная тетраэдральная сетка. Преимущество сеток такого типа над блочно-структурированными гексаэдральными сетками заключается в первую очередь в высокой степени автоматизации процесса построения. Недостатком является необходимость использования большего числа элементов, что приводит к увеличению вычислительных затрат, однако в связи с наличием достаточного количества ресурсов у применённой аппаратной платформы он являлся несущественным.

Вблизи входных и выходных кромок лопастей рабочего колеса, на зубе спирали и возле поверхности интерфейса производилось сгущение элементов. Вблизи твёрдых стенок создавались призматические слои для точного моделирования пограничного слоя. Проводился контроль безразмерного параметра  $Y^+$ . В соответствии с рекомендациями [3], для высокорейнольдсовой модели турбулентности  $k-\epsilon$  при использовании функций стенки он должен находиться в

диапазоне 0-200. Для проведенных расчётов его значение не превышало 70.

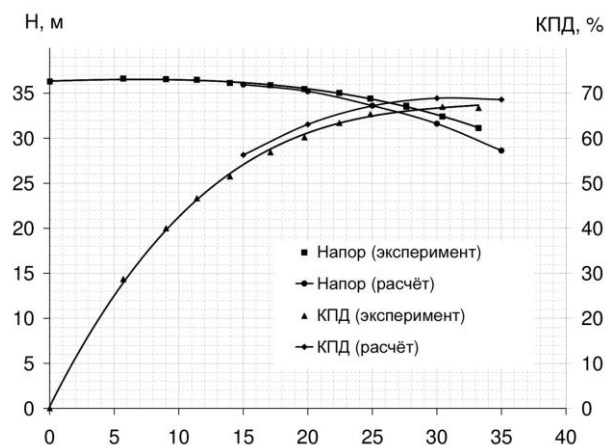


Рис. 3. Сравнение результата расчёта исходного варианта насоса КМ 65-50-160 с результатами экспериментальных исследований

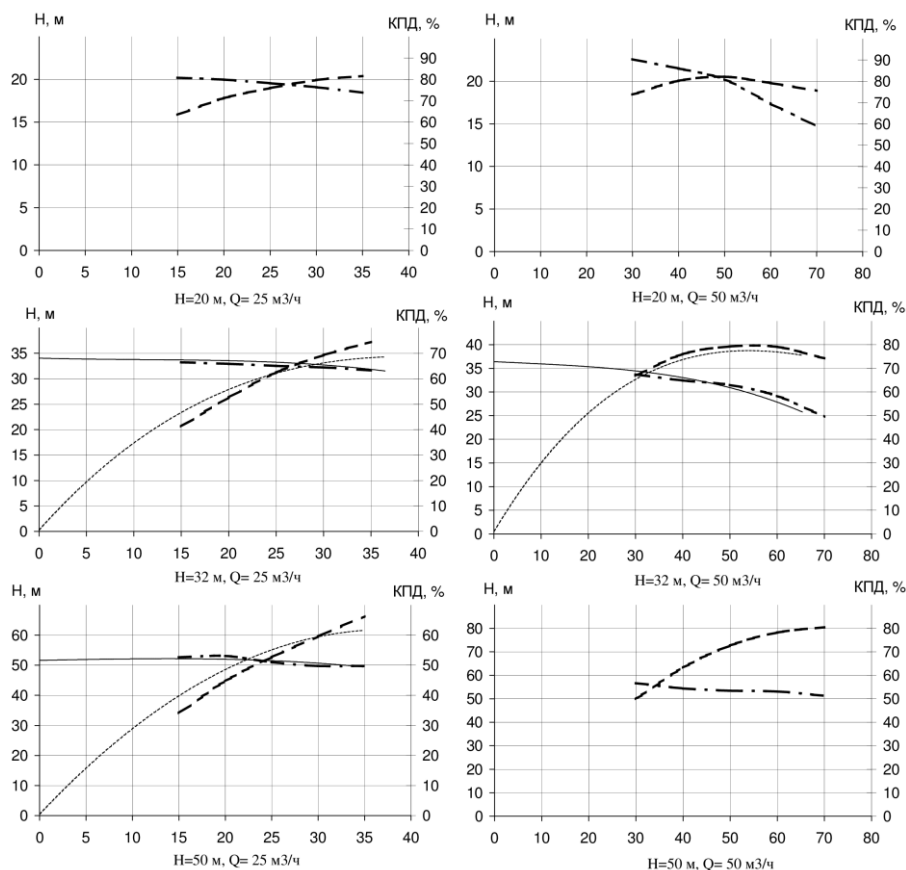


Рис. 4. Результаты расчёта модифицированных насосов КМ и их сравнение с экспериментальными данными: «—» — напор (эксперимент); «---» — КПД (эксперимент); «— · —» — напор (расчёт); «- - -» — КПД (расчёт)

Для определения оптимальной размерности сетки производился анализ сеточной независимости решения. По его результатам было решено для всех расчётов использовать сетку, содержащую около 10 млн. элементов. В процессе расчёта помимо контроля невязок (среднеквадратичных и максимальных) производился также

контроль величин целевых параметров (напора и КПД). Расчёт не останавливался до прекращения их изменения.

Оценка механических потерь и объёмных утечек производился по полуэмпирическим методикам [1]. Сравнение полученной расчётным путём характеристики исходного варианта насоса с

экспериментальными результатами, полученными ОАО «ЭНА» (рис. 3) показало, что достигнут достаточно высокий уровень сходимости.

По такой же схеме были рассчитаны 6 разработанных в рамках данной работы проточных частей. По трём из них в ОАО «ЭНА» были проведены энергетические испытания. Результаты расчёта (рис. 4) показывают, что все разработанные насосы отвечают требованиям технического задания.

Сравнение расчётных и экспериментальных результатов для насоса КМ 80-65-160 (подача 25 м<sup>3</sup>/ч, напор 32 м) показало хорошее согласование результатов численного и физического эксперимента. Для насосов КМ 80-50-200 (подача 25 м<sup>3</sup>/ч, напор 50 м) и КМ 80-65-160 (подача 50 м<sup>3</sup>/ч, напор 32 м) совпадение несколько хуже.

Это согласуется с предыдущим опытом CFD-исследований – для проточных частей низкой быстроходности расчётные значения КПД обычно меньше экспериментальных, в особенности на режимах малых подач.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа: [учебник для вузов] / Л.Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 840 с.
3. ANSYS CFX, Release 12.1 user guide, 2009
4. Launder, B.E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B.E. Launder, D.B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. 1974. Vol. 3. P. 269-289.

## MODERNIZATION OF CONSOLE-MONOBLOCK CENTRIFUGAL PUMPS WITH THE USE OF CFD METHODS

© 2012 V.A. Aleksenskiy, A.A. Zharkovskiy, N.G. Pershakov

St. Petersburg State Polytechnical University

By means of the SAPR original complex for centrifugal pumps a number of flowing parts of KM type pumps with the unified spiral casings was developed. For optimization of parameters of flowing parts it was made calculations of three-dimensional viscous flow. Power tests of the developed pumps are carried out. Good convergence of calculation and experimental data is received.

Key words: *console pump, viscous flow, mathematical model, of characteristics prediction*

Vadim Aleksenskiy, Post-graduate Student. E-mail:  
vadim@aleksenskiy.com

Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences,  
Head of Hydromechanical Engineering Department.  
E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Nikita Pershakov, Post-graduate Student. E-mail:  
spectators@mail.ru