УДК 621.671.1 doi:10.18720/SPBPU/2/id20-363

> *Князева Елена Григорьевна*¹ knyazeva@hms.ru

¹Филиал АО «ГМС Ливгидромаш», Россия, г. Москва

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ГИДРОДИНАМИКИ ПОТОКА МАЛОРАСХОДНОГО ВЫСОКОНАПОРНОГО НАСОСА С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ТИПА BARSKE

Аннотация. В статье представлены результаты работы, посвящённой проектированию и численному расчёту с помощью методов компьютерного моделирования малорасходного высоконапорного насоса с рабочим колесом типа Barske. Выявлены основные особенности гидродинамики течения жидкости, а также влияние ряда геометрических элементов конструкции на энергетические и кавитационные характеристики насоса. Особое внимание уделено анализу влияния величины торцевого зазора между лопастями рабочего колеса и корпусом на изменение формы напорной характеристики и к.п.д. Исследован вопрос кавитационных качеств насоса при различной геометрии области входа в насос. Кроме того, приводится сравнение различных видов отводящих устройств и выбор оптимального варианта. Проведён анализ важности установки ребра во всасывающей линии с учётом вихревой структуры потока в рабочем колесе, а также изменения энергетических характеристик при перекачивании рабочей жидкости с высокой кинематической вязкостью.

Ключевые слова: насос, CFD, Barske, характеристика.

*Knyazeva Elena*¹ knyazeva@hms.ru

¹Moscow Branch JSC HMS Livgidromash, Russia, Moscow

DESIGN AND FLUID DYNAMICS FEATURES OF A LOW-FLOW HIGH-HEAD PUMP WITH BARSKE-TYPE IMPELLER

Abstract. The article presents the results of research devoted to the design and numerical calculation of a low-flow high-head centrifugal pump with Barsketype impeller using computer simulation methods. The main features of fluid flow hydrodynamics, as well as the influence of a number of design geometry on the energy and cavitation characteristics of the pump, are found. The focus is on the analysis of the influence of the end gap between the impeller blades and the casing, as well as the cavitation qualities of the pump. The issue of cavitation qualities of a pump with different geometry of the pump inlet area investigated. In addition, a comparison of different outlet types and the selection of the best option provided. Analysis of the importance of installing the ribs in the suction line, taking into account the vortex structure of the flow in the impeller, was carried out. In addition, the results of changes in energy characteristics when pumping a working fluid with high kinematic viscosity are given.

Keywords: pump, CFD, Barske, impeller, curve.

Введение

Технологические процессы нефтегазопереработки и нефтехимии характеризуются необходимостью использования центробежных малорасходных насосов ($O = 5...25 \text{ м}^3/\text{ч}$). Специфика этих отраслей требует использования насосов по ГОСТ 32601 (АРІ 610), что накладывает ряд ограничений на конструкцию насоса в целом и его энергетические характеристики. Для классических закрытых рабочих колес низкой быстроходностей ($n_s = 20...30$) характерны относительно узкие межлопастные каналы, что может привести к технологическим проблемам изготовления таких колес. Этих трудностей позволяет избежать применение полуоткрытых рабочих колес. В рамках создания линейки малорасходных высоконапорных консольных центробежных насосов серии 2НК(ХК) производства АО «Группа ГМС» (рис. 1) была проведена научно-исследовательская работа, посвященная выявлению особенностей гидродинамических процессов в проточной части насоса с рабочим колесом полуоткрытого типа, определяющих энергетические и кавитационные характеристики насоса.

При проектировании проточной части необходимо было учитывать следующие общие требования:

— Характеристика напора H = H(Q) в диапазоне подач $Q = (0,3...1,25) Q_{\text{расч}} (Q_{\text{расч}} - \text{расчётная подача}) должна быть малой крутизны (практически горизонтальной);$



Рис. 1. 3D-модель насоса типа 2HK(XK)

- Обеспечение NPSH3 в рабочем диапазоне менее NPSH3 $< 2,0~{\rm m};$

Возможность лёгкой сборки и разборки в «полевых» условиях сотрудниками производства.

Максимальная унификация конструкции с насосами ряда 2HK(XK).

В мировой практике для случаев малого расхода и высокого напора ($n_s = 15...25$) широкое распространение получили колеса типа Barske (рисунок 2). В то же время в отечественной практике имеется опыт применения полуоткрытых рабочих колёс типа «Доброхотова-Иванова» с к.п.д. до $\eta = 40...45$ %, в котором профиль лопастей в отличие от Barske является не строго радиальным (рисунок 3).



Рис. 2. Полуоткрытое рабочее колесо типа Barske [1]



Рис. 3. Полуоткрытое рабочее колесо типа «Доброхотова-Иванова»

Характерной особенностью гидродинамического процесса, происходящего внутри рабочего колеса данного типа, является образование системы радиальных вихрей в каждом межлопастном канале за счёт «раскрытия» осевого зазора между корпусом и межлопастным каналом с двух сторон (рисунок 4).



Рис. 4. Радиальный вихрь в межлопастном канале колеса типа «Доброхотова-Иванова»

Наличие данной вихревой структуры приводит к следующему:

 Возможно повышение напора по сравнению с вариантом закрытого рабочего колеса до 40 %.

– Обеспечивается независимость напора от торцевого зазора (в определенных пределах) между лопастями рабочего колеса и корпусом (рис. 5). Численный эксперимент подтвердил независимость напорной характеристики от величины осевого зазора (варьирование торцевого зазора $L_{oc} = 0,05 \ b_2...0,25 \ b_2$, где $b_2 -$ ширина колеса на выходе) и сохранения высокого уровня к.п.д. (рисунок 6).

Поскольку по требованиям ГОСТ 32601 (API 610) пологопадающая форма напорной характеристики является предпочтительной, далее был рассмотрен применения рабочего колеса с радиальными лопастями (угол лопасти $\beta_{\pi} = 90^{\circ}$) – колеса типа Barske.

В данной статье приводиться часть результатов работы, целью которой было с помощью использования инструментов числен-



Рис. 5. Зазор *L*_{oc} между лопастями рабочего колеса и корпусом отвода



Рис. 6. Результаты численного эксперимента для насоса с рабочим колесом типа «Доброхотова-Иванова»

ного моделирования на этапе проектирования ответить на практические вопросы, касающиеся конструкции, гидродинамики потока и будущей эксплуатации насоса, среди которых:

 Влияние вида отвода на энергетические характеристики и габаритные размеры.

 Стабильность и форма напорной характеристики насоса при варьировании величины торцевого зазора между лопастями рабочего колеса и корпуса.

- Кавитационные качества насоса.

– Влияние вязкости рабочей среды на изменение энергетических характеристик.

 Влияние элементов подвода на гидродинамику потока во всасывающем трубопроводе на режимах недогруза.

В качестве примера в статье приводятся результаты проектирования и численного расчёта насоса 2HK 16-125 ($n_s = 17$) с рабочим колесом типа Barske.

Метод исследования

Анализ интегральных энергетических и кавитационных характеристик, а также гидродинамики потока внутри проточной части насоса проводился на основе численного эксперимента с использованием ПО PumpLinx (Simerics). Расчётная модель представлена на рис. 7. Она позволяет проводить моделирование течения жидкости в полной проточной части с учётом подводящих и отводящих трубопроводов, как на стенде.

Выбор типа отвода

Анализ ряда отводов показал, что по совокупности факторов энергоэффективности, технологичности изготовления, массогабаритных характеристик и возможности использования сменного ротора оптимальным является вариант одноканального направляющего аппарата (рис. 8), который близок к классическому спиральному отводу с выводом потока на ось.

На рис. 9 (*a*) для сравнения представлены картины течения в случае трёхзавиткового направляющего аппарата, при котором к.п.д. падает на 13 % по сравнению с одноканальным направляющим аппаратом, а также 9-ти канальным направляющим аппаратом (падение к.п.д. на 18 %) – рисунок 9 (б).

В дальнейших расчётах использовался тип отвода в виде одноканального направляющего аппарата.

Зависимость энергетических характеристик от торцевого зазора

Один из важнейших вопросов, который часто возникает при рассмотрении работы насосов с полуоткрытыми рабочими колёсами, является вопрос влияние торцевого зазора между лопастями и корпусом на изменение и стабильность напорной характеристики.

Как показали результаты численных расчётов, в случае исследуемой проточной части (рисунок 8) в диапазоне зазоров $L_{oc} = [0.03...0.25]b_2$ при уменьшении зазора крутизна напорной характеристики уменьшается (рисунок 10). Постепенное относительное



Puc. 7. Расчётная модель проточной части насоса для проведения численного эксперимента



Рис. 8. Поле скоростей в продольном разрезе проточной части с одноканальным направляющим аппаратом



Рис. 9. Поле скоростей в продольном разрезе проточной части с различными вариантами отводящих устройств: *а)* $\Delta \eta = -13\%$; *б)* $\Delta \eta = -18\%$ снижение напора по мере уменьшения подачи для случая малого зазора ($L_{oc} = 0,03 \ b_2$) является следствием того, что чем меньше данный торцевой зазор, тем меньше присоединённая масса жид-кости, которая циркулирует между каналами рабочего колеса, сообщая дополнительную циркуляцию (рисунок 11).

Данные результаты в полной мере согласуются со следующими теоретическими предпосылками. Из теории лопастных машин [2] известно, что теоретическая характеристика напора насоса при допущении бесконечного числа лопастей с $\beta_{2\pi} = 90^{\circ}$ не зависит от подачи, то есть напорная характеристика является горизонтальной (рисунок 12). А при уменьшении торцевого зазора L_{oc} (стремлении его к нулю), мы фактически приближаемся к варианту



Рис. 10. Зависимость энергетических характеристик от величины осевого зазора по результатам численного эксперимента

закрытого рабочего колеса с лопастями, угол на выходе которых равен $\beta_{2\pi} = 90^{\circ}$.

Рассмотрение гидродинамики потока для варианта проточной части с $L_{oc} = 0,25 \ b_2$ в межлопастных каналах рабочего на различных режимах работы (рис. 13) показывает, что интенсивность



Рис. 11. Распределение давления в торцевом зазоре (сверху) и линии тока (внизу) при торцевом зазоре $L_{oc} = 0,25 \ b_2$ (слева) и $L_{oc} = 0,3 \ b_2$ (справа), режим $Q = 0,006 Q_{\rm pacq}$



Рис. 12. Характеристики центробежного насоса для различных форм лопастей [2]



Рис. 13. Распределение линий тока при торцевом зазоре на различных режимах работы $L_{oc} = 0,25b_2$ (слева)

вихревого течения визуально меняется слабо, немного увеличиваясь на режимах недогруза. Данные результаты согласуются с тем, что форма напорной характеристики имеет пологопадающую форму с небольшой крутизной.

Также было установлено, что за счёт различного количества разгрузочных отверстий в основном диске можно регулировать осевую силу P_{oc} , действующую на ротор насоса. В нашем случае диапазон регулирования составил от $P_{oc} = 17\,000$ Н (основной диск без разгрузочных отверстий) до $P_{oc} = 350$ Н (три ряда разгрузочных отверстий в основном диске).

Кавитационные качества

Анализ данных численного эксперимента показали, что для рабочего колеса типа Barske с вихревым течением в межлопаточных каналах справедлива та же закономерность, что и для классических центробежных колёс: чем шире горловина, тем выше антикавитационные качества. Визуально это наглядно демонстрирует картина развития каверн на режиме $Q = 1,0Q_{\text{расч}}$ (рисунок 14). При этом энергетические характеристики при расширении области входа не ухудшаются, что обычно происходит при значительном расширении горловины классического центробежного рабочего колеса. Как видно из картины развития каверн, уже при кавитационном коэффициенте быстроходности C = 360 во входной области рабочего колеса начинают возникать каверны, что может быть объяснено изменением направления потока на 90 градусов и резким локальным повышением скорости и, следовательно, понижением статического давления в этой области.

Кроме того, интересным моментом является влияние предустановленного шнекового колеса на изменение кавитационных характеристик. Было рассмотрено несколько вариантов шнека с разной густотой и расположением перед рабочим колесом. Общим для всех рассмотренных вариантов является вывод о том, что установка шнека приводит к ухудшению структуры потока при входе на лопасти рабочего колеса, локальному увеличению скорости и, следовательно, к более раннему началу появления



Рис. 14. Развитие каверн для двух вариантов области входа на режиме $Q = 1,0Q_{\rm pact}$



Рис. 15. Развитие каверн для исполнения без шнека (слева) и со шнеком (справа) на режиме $Q = 1,0Q_{\rm pacy}$



Рис. 16. Общая кавитационная характеристика насоса 2HK16-125 в исполнении без шнека

и развития каверн по сравнению с исполнением без шнека. Наглядно это показано на рис. 15, где представлено сравнение картин развития каверн для исполнения без шнека и со шнеком каверн на режиме $Q = 1,0Q_{\text{pacy}}$.

В итоге для исполнения насоса без шнека с расширенной цилиндрической областью входа (коэффициент входа $K_{\rm BX} = 7,0$) была получена общая кавитационная характеристика для диапазона подач $Q = [0,3...1,25]Q_{\rm pac4}$ (рисунок 16). Как видно из графика характеристика NPSH3 = NPSH3(\overline{Q}) не превышает NPSH3 = 1,2 м, что удовлетворяет исходным требованиям к проектированию данного насоса (NPSH3 < 2,0 м).

Входное ребро

Одним из требований, которое предъявляется к данному типу насоса, является стабильная работа в широком диапазоне подач: $Q = [0,3...1,25]Q_{\text{расч}}$. С этой точки зрения важным моментом является надёжность эксплуатации присоединённых трубопроводов, в том числе, допустимый уровень шума и вибрации во всасывающем трубопроводе, связанными с возникновением на режимах недогруза обратных токов на входе в рабочее колесо и дальнейшего

распространения обратного вихря во всасывающую линию. Кроме того, в отличие от традиционного закрытого центробежного колеса для колеса с радиальными лопастями характерно вихревое движение в межлопастных каналах на всех режимах работы. В связи с этим был рассмотрен вопрос влияния входного ребра перед рабочим колесом.

Визуально сравнение результатов расчёта вариантов с установкой ребра и без него представлено на рис. 17–18. Сравнивая течение во всасывающем трубопроводе на расчётном режиме $Q = Q_{\text{расч}}$ (рисунок 17), можно отметить, что наличие ребра делает структуру потока перед входом в рабочее колесо более равномерной, хотя даже в случае отсутствия ребра вихрь не уходит во всасывающую линию. На режиме недогруза $Q = 0,3Q_{\text{расч}}$ (рисунок 18) картина меняется: при отсутствии ребра более интенсивная вихревая структура, формирующаяся в области входа в рабочем колесе в виде жгута, распространяется во область всасывающего трубопровода на значительно большее расстояние.



Рис. 17. Течение во всасывающем трубопроводе на режиме $Q = 1,0Q_{\text{расч}}$



Рис. 18. Течение во всасывающем трубопроводе на режиме $Q = 0.3Q_{\text{расч}}$

С точки зрения влияния на энергетические параметры было установлено, что в данном случае входное ребро практически не влияет на изменение напорной характеристики (рисунок 19).



Рис. 19. Влияние входного ребра на напорную характеристику

Таким образом, можно заключить, что для насосов с рабочими колёсами типа Barske установка ребра является необходимым.

Влияние вязкости на энергетические характеристики

Поскольку насосы серии 2HK(XK) используются в технологических процессах нефтепереработки и нефтехимии, то рабочая среда может различаться по показателю кинематической вязкости. Поэтому практический интерес представлял вопрос изменения характеристик напора и к.п.д. при работе на жидкости с повышенной вязкостью. В качестве примера на рисунок 20 представлено в безразмерном виде сравнение кривых напора и к.п.д. для двух вариантов рабочей среды, из которого следует, что для при повы-



Рис. 20. Сравнительные результаты численного моделирования течения для рабочей среды с различной вязкостью



Рис. 21. Течение в каналах рабочего колеса и торцевом зазоре при кинематической вязкости рабочей среды v = 1 сСт (сверху) и v = 85сСт (внизу) на режиме $Q = 1.0Q_{\text{расч}}$

шении кинематической вязкости до v = 85сСт напор падает на 30 %, а к.п.д. снижается на 17 %.

С точки зрения гидродинамики при повышении вязкости интенсивность циркуляции в торцевом зазоре снижается, жид-кость течёт вдоль корпуса в этой области «не заходя» в каналы рабочего колеса (рисунок 21).

Заключение

— На примере насоса 2HK(XK) 16-125 ($n_s = 17$) с помощью инструментов численного моделирования были выявления основные

гидродинамические особенности малорасходного высоконапорного насоса с рабочим колесом типа Barske.

 Был определен оптимальный вариант отводящего устройства с точки зрения энергоэффективности, а также требований по технологичности изготовления и обеспечения возможности использования сменных роторов.

– Анализ гидродинамики потока в проточной части показал возможность регулирования степени крутизны напорной характеристики H = H(Q) за счёт изменения торцевого зазора между лопастями рабочего колеса и корпусом при сохранении к.п.д. насоса на уровне $\eta = 31,5$ %.

— Ряд численных расчётов с различными вариантами геометрии области входа, а также установкой предвключенного шнека, показал, что возможно обеспечить NPSH3 менее 2,0 м во всем рабочем диапазоне подач без использования шнека.

 Была определена зависимость изменения энергетических параметров при перекачивании рабочей среды с более высокой кинематической вязкостью, чем вода.

Список литературы

1. Guilich J. F. Centrifugal pumps. – Springer, 2010. – 963 pp.

2. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.