

УДК 05.04.13

Е.Г. Князева, инженер, ООО «УК «Группа ГМС», Москва, Россия, knyazeva@hms.ru

## К ВОПРОСУ О ПОВЫШЕНИИ НАПОРА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА ПРИ УМЕНЬШЕНИИ РАДИАЛЬНЫХ ГАБАРИТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

*В статье рассматриваются аспекты, касающиеся вопроса уменьшения радиальных габаритов ступени центробежного насоса при сохранении высоких энергетических показателей. Возможным решением данной задачи является уменьшение внешнего диаметра рабочего колеса, что связано с необходимостью применения методов повышения напора, одним из которых является использование двухъярусной лопастной системы.*

Уменьшение радиальных габаритов многоступенчатого центробежного насоса непосредственно связано с вопросом снижения металлоемкости изделия и, следовательно, себестоимости, что, в свою очередь, является одним из важных конкурентных преимуществ при выборе поставщика насосного оборудования. Однако необходимо учесть, что при этом необходимо сохранить такие энергетические параметры, как напор (Н), мощность (N) и КПД, которые обеспечиваются соответствующей конструкцией ступени проточной части, состоящей из рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА). Функцию подвода выполняют обратные каналы предстоящего НА.

Поэтому возможно несколько решений задачи снижения радиальных габаритов. Один из них заключается в уменьшении отношения наружного

диаметра направляющего аппарата к наружному диаметру рабочего колеса  $D_{НА}/D_2$  (рис. 1), которое в квадратичной степени влияет на металлоемкость насосов. Например, уменьшение рассматриваемого для многоступенчатого насоса, имеющего  $n_s=85$ , соотношения с 1,4–1,5 до 1,2–1,3 позволит снизить металлоемкость (при этом энергетические характеристики практически не ухудшились.) изделия на 10–12% (рис. 2). На практике это соотношение зависит от коэффициента быстроходности  $ns$  и для насосного оборудования, выпускаемого предприятиями СНГ, имеет вид, показанный на рисунке 3 в виде отдельных точек, соответствующих конкретным проточным частям [1].

Радиальный габаритный размер НА определяется рядом параметров, в том числе, размерами входного канала диффузора, длиной диффузорного участка, областью поворота потока к следующей ступени. При этом конструкция НА должна обеспечивать минимальный уровень гидравлических потерь. Поэтому, как правило, приходится искать компромисс между получением максимального КПД и минимизацией стоимости изготовления, связанной с радиальными габаритами НА. В [1] приводится рекомендуемый с этой точки зрения диапазон изменения  $D_{НА}/D_2$  (графически показанный сплошными линиями на рисунке 2), полученный в результате накопленных данных:

$$\frac{D_{НА}}{D_2} = (1.05+1.15)+0.00274n_s \quad (1)$$

Следовательно, существует определенный предел снижения  $D_{НА}$ , после которого КПД НА начнет резко падать, что, естественно, является крайне нежелательным. По результатам статистических исследований [2] гидравлический КПД НА промежуточной ступени в диапазоне  $n_s = 39-106$  находится в пределах 0,87–0,89.

Поэтому в качестве второго варианта решения задачи уменьшения радиальных габаритов ступени авторы предлагают рассмотреть возможность уменьшения диаметра выхода РК ( $D_2$ ) при условии сохранения требуемого напора Н, уровня гидравлического КПД (составляет порядка 0,96–0,98 [2]) и соотношения  $D_{НА}/D_2 = \text{const}$ .

Рассмотрим уравнение для теоретического напора, создаваемого РК:

$$H_T = \frac{\omega}{g} (1-k) \left[ R_2^2 y \omega^2 - \frac{R_2 Q_k}{2\pi R_{ц2} b_2 \psi_2 \text{tg} \beta_0} - K_1 \right] \quad (2)$$

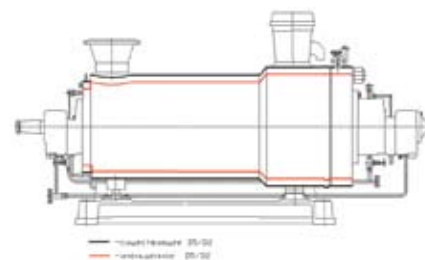


Рис. 2. Уменьшение радиальных размеров насоса типа ПЭ 580 за счет уменьшения соотношения  $D_{НА}/D_2$

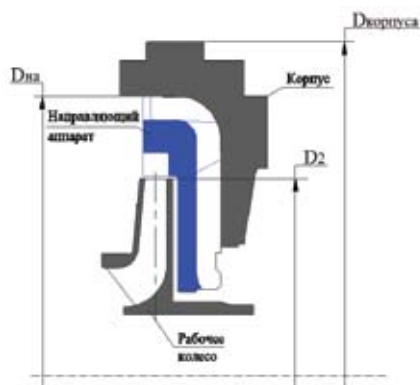


Рис. 1. Конструктивная схема ступени многоступенчатого насоса

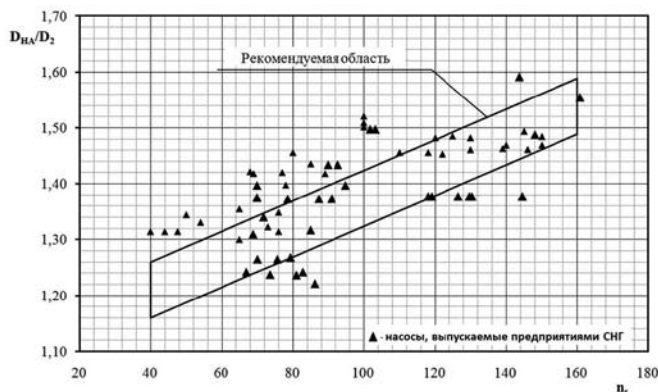


Рис. 3. Статистические данные зависимости  $D_{HA}/D_2$  от  $n_s$

где  $\omega$  – окружная скорость,  $g$  – ускорение свободного падения,  $Q_k$  – расход, идущий через колесо,  $R_2$  – наружный радиус РК,  $R_{ц2}$  – радиус центра тяжести нормальной линии, проходящей через точку выхода струйки,  $\beta_0$  – угол натекания потока на неподвижную решетку, соответствующий «нерабочему режиму» (обычно принимают  $\beta_0 = \beta_{2л}$  (угол лопасти на выходе)),  $b_2$  – ширина колеса на выходе,  $k$  – коэффициент прозрачности,  $y$  – коэффициент поправки активного радиуса ( $y = f(\beta_{2л}, z)$ ),  $\psi_2$  – коэффициент стеснения на выходе из колеса:

$$\psi_2 = 1 - \frac{\sigma_{2U}}{t_2} \approx 1 - \frac{z\sigma_2}{2\pi R_2 \sin\beta_{2л}} \quad (3)$$

где  $t_2$  – шаг лопастей по окружности радиуса  $R_2$ ,  $\sigma_2$  – толщина лопастей на выходе,  $\sigma_{2U}$  – толщина лопастей на выходе в окружном направлении. В соответствии с (2) уменьшение  $D_2$  ведет к уменьшению создаваемого напора. То есть необходимо найти возможность уменьшить диаметр выхода  $D_2$  при сохранении напора  $H$  и КПД РК и при этом обеспечить условия натекания потока в НА с минимальными потерями. Иными словами, следует рассмотреть пути повышения напора в РК. Из уравнения (2)

видно, что этого возможно добиться за счет увеличения угла лопасти на выходе  $\beta_{2л}$ , количества лопастей  $z_2$  и ширины на выходе  $b_2$ . На практике это связано со следующим:

1. Увеличение ширины колеса и угла лопасти на выходе. При увеличении угла выхода  $\beta_{2л}$  уменьшается крутизна напорной характеристики, а для РК с малыми и средними коэффициентами быстроходности  $n_s$  у характеристики может появиться западающий участок, что в ряде случаев может быть крайне нежелательно. Увеличение ширины РК на выходе ограничивается увеличением потерь и уменьшением крутизны характеристики, которые связаны с уменьшением отношения относительных скоростей на выходе и входе [3].
2. Видоизменение выходной кромки лопасти (запиловка и затыловка). Так как данная операция является доводочной, то закладывать ее на этапе проектирования нежелательно. Формы видоизменений выходных кромок, используемые сейчас для повышения напора, были определены в результате отдельных практических опытов и экспериментальных наработок [3, 4].
3. Создание дополнительного вихревого элемента. Создание дополнительного

вихревого элемента для повышения напора было использовано при создании центробежно-вихревой ступени погружных лопастных насосов [3].

4. Введение дополнительных ярусов лопастей. Ряд работ по применению многоярусных колес [5] показал эффективность использования второго ряда лопастей для повышения напорности рабочих колес. Но следует отметить, что процесс течения в двухрядной лопастной решетке колес центробежных насосов общепромышленного назначения изучен на данный момент недостаточно и отсутствуют достоверные методы проектирования. Проводимые последние несколько лет работы показали, что для насосов средней быстроходности эффективным является использование двухъярусных колес. В качестве инструментов используются численный эксперимент (ПО ANSYS CFX), позволяющий с большой точностью моделировать течение жидкости внутри проточной части и определять распределение полей давлений и скоростей во всем объеме. В качестве примера ниже приводятся некоторые результаты моделирования течения в РК насоса типа ЦНС, имеющем число лопастей  $z = 8$ , и того же РК, но с

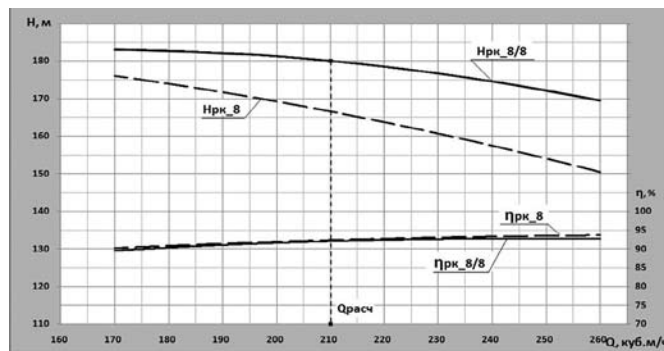


Рис. 4. Относительные характеристики  $H = H(Q)$  и  $\eta_{гидр} = \eta_{гидр}(Q)$  для одноярусного РК ( $z=8$ ) и двухъярусного РК ( $z_1/z_2=8/8$ ), полученные в результате ЧЭ

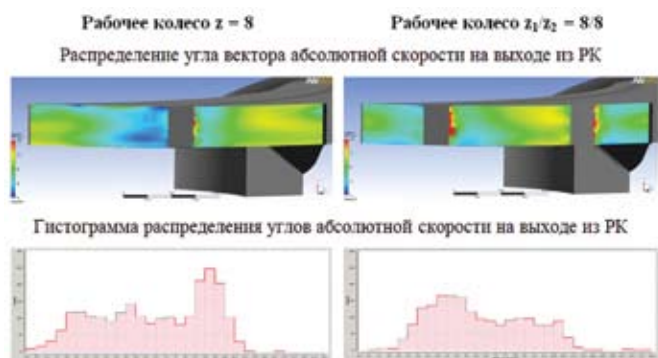


Рис. 5. Параметры поля скоростей потока на выходе из одноярусного РК ( $z=6$ ) и двухъярусного РК ( $z_1/z_2=6/6$ )

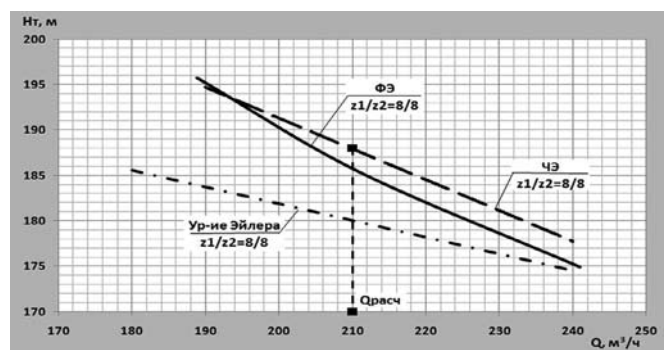


Рис. 6. Характеристики  $H_t = H_t(Q)$ , полученные в результате ЧЭ, ФЭ и по уравнению Эйлера с поправкой на конечное число лопастей

двухъярусной лопастной системой, состоящей из яруса основных лопастей  $z_1 = 8$  и яруса укороченных со стороны входа лопастей  $z_2 = 8$ . Рисунок 4 наглядно иллюстрирует, что гидравлический КПД двухъярусного РК остался на том же уровне, и при этом повышение заданного напора на расчетном режиме составляет 13%. Следовательно, возможно одновременно сохранить требуемый напор и уменьшить диаметр  $D_2$ , и, соответственно, радиальные габариты ступени на 4%. Интерес представляет сравнение кинематических параметров потока на выходе из РК. Поля абсолютной скорости в обоих случаях не имеют значительных отличий, в то время как распределение углов потока на выходе из двухъярусного РК является более равномерным (рис. 5). Это также подтверждается при анализе гистограмм, численно показывающих соотношение углов потока на выходе из РК. Соответственно, течение на выходе из двухъярусного РК является более равномерным, что должно обеспечивать меньшие потери энергии при смешении струй и, соответственно, меньшие входные потери в диффузорные каналы следующего за РК НА [6]. Кроме того, интерес представляет сравнение кривых теоретических напоров  $H_t = H_t(Q)$  для двухъярусного РК, которые были получены в результате расчета по уравнению (2) для числа лопастей  $z=16$  с поправкой Стодола-Шерстюка на конечное число лопастей, рекомендуемое [7], в результате численного эксперимента с использованием программного комплекса ANSYS CFX (ЧЭ), а также по данным физических испытаний (ФЭ) (рис. 6). Из рисунка видно, что данные ЧЭ и ФЭ имеют расхождение в рабочем диапазоне в пределах 1%. В то время как кривая  $H_t$ ,

посчитанная по уравнению Эйлера, показывает несовпадение  $H_t$  до 6%. Данное несовпадение может быть объяснено тем, что поправка на конечное число лопастей не содержит переменных, зависящих от длины лопастей, и величина  $H_t$  для лопастной системы  $z_1/z_2=8/8$  с укороченными лопастями второго яруса рассчитана так же, как и для РК с  $z=16$  с лопастями одинаковой длины.

Введение второго яруса лопастей также должно привести к уменьшению амплитуды пульсаций давления, что улучшит вибрационные качества ступени.

В связи с тем что на первоначальном этапе проектирования, как правило, используется одномерная модель течения, при расчете теоретического напора двухъярусного РК по уравнению (2) актуальным является вопрос уточнения поправки на конечное число лопастей. Его решение возможно при наличии достаточного объема статистических данных, которые предполагается получить проведением серии ЧЭ.

Более детальное изучение влияния установки лопастей второго яруса на характеристики потока позволит в будущем разработать методику, позволяющую проектировать двухъярусные колеса, обеспечивающие одновременно высокие энергетические параметры и равномерное течение на выходе из РК. И, следовательно, условия натекания на входные кромки диффузорных каналов НА будут более благоприятными, что уменьшит потери в НА. При этом планируется применять оптимизационные методы, дающие возможность получить комбинации развиваемых напоров и соответствующих КПД при определенном сочетании геометрических параметров, определяющих форму и положение лопасти второго яруса.

Таким образом, использование двухъярусного РК позволяет увеличить напор ступени при сохранении требуемого уровня КПД. Следовательно, в случае уменьшения диаметра  $D_2$  данный способ позволит получить РК, имеющее энергетические характеристики, удовлетворяющие требованиям к базовой конструкции, но меньшие радиальные габариты. Также в дальнейшем предполагается исследовать комбинацию нескольких способов повышения напора, например использования двухъярусного РК и затыловки лопастей.

## ВЫВОДЫ

**1.** В результате проведенных исследовательских работ с использованием численного эксперимента была выявлена возможность применения двухъярусной лопастной системы в рабочем колесе, позволяющая одновременно уменьшить габариты проточной части за счет уменьшения наружного радиуса рабочего колеса  $D_2$  и соотношения  $D_{НА}/D_2$  и сохранить требуемый напор и КПД. Также анализ кривых теоретического напора двухъярусного рабочего колеса, посчитанных по результатам ФЭ, ЧЭ и уравнению Эйлера с поправкой на конечное число лопастей, показал, что для точного прогнозирования напорной характеристики необходимо уточнить зависимость для определения поправки на конечное число лопастей.

**2.** Учитывая значительный потенциальный эффект по металлоемкости многоступенчатых насосов, работы по исследованию потока в двухъярусном рабочем колесе, а также других способов повышения напора центробежного насоса с целью создания методики проектирования высокоэффективных проточных частей следует продолжать.

### Литература:

1. Gulich J. *Centrifugal Pumps*. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 964 p.
  2. Луговая С.О. *Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных насосов: дис. ... кандидата технических наук: 05.05.17 / Луговая Светлана Олеговна. – Сумы, 2009. – 147 с.*
  3. Князева Е. *О способах повышения энергоемкости ступеней центробежного насоса / «Насосы@оборудование», №2. – 2009. – С. 45–47.*
  4. Богун В.С. *Способы повышения экономичности и ресурса питательных насосов для ТЭС с энергоблоками мощностью 250±1200 МВт: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.13 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» / В.С. Богун. – Санкт-Петербург, 2011. – 16 с.*
  5. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. *Энциклопедический справочник лопастных насосов для добычи нефти и их применение. – Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007, 645 с.*
  6. Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. -3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.*
  7. Руднев С.С., Матвеев И.В. *Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. – М.: МВТУ, 1975.*
- Ключевые слова:** центробежный насос, двухъярусное рабочее колесо, численное моделирование.

## ОБЪЕДИНЕННАЯ ТОРГОВАЯ КОМПАНИЯ



поставляет оборудование, производимое предприятиями Группы ГМС, и реализует комплексные проекты. Филиалы и представительства ЗАО «ГИДРОМАШСЕРВИС» расположены в различных регионах России, СНГ и дальнего зарубежья.

### НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ОАО «ГМС Насосы»  
Ливны

ОАО «Ливнынасос»  
Ливны

АО «Сумский завод  
«Насосэнергомаш»  
Сумы, Украина

ОАО «Завод «Промбурвод»  
Минск, Беларусь

ОАО «ВНИИАЭН»  
Сумы, Украина

ОАО «ГМС Бытовые насосы»  
п. Бавлены, Владимирская обл.

### НЕФТЕГАЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ОАО «ГМС Нефтемаш»  
Тюмень

ОАО ИПФ «Сибнефтеавтоматика»  
Тюмень

ЗАО «Нишневартовскремсервис»  
Нишневартовск

ОАО «Димитровградхиммаш»  
Димитровград

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ И СТРОИТЕЛЬСТВО

ОАО «Гипротюменнефтегаз»  
Тюмень

ОАО «Институт «Ростовский  
Водоканалпроект»  
Ростов-на-Дону

ОАО «Томскгазстрой»  
Томск

ОАО «Трест Сибкомплект-  
монтажналадка»  
Тюмень

# Инженерные решения для управления потоками



## КОМПЛЕКСНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

**Разработка новых конструкций насосов,  
производство и поставка насосных агрегатов:**

- для магистрального, внутрипромышленного, межпромышленного транспорта нефти и нефтепродуктов
- для систем ППД
- для добычи нефти для откачивания жидкостей из емкостей и резервуаров
- мультифазные насосы и агрегаты
- автономные дизель-насосные агрегаты

**Шеф-монтаж, пусконаладка**

**Сервисное обслуживание,  
ремонт и модернизация**

**Реализация EPC проектов**

**Приглашаем посетить наш стенд  
на выставке «НЕФТЬ И ГАЗ 2011»  
21-24 июня 2011 г., ЦВК «Экспоцентр»  
стенд № 2206, 2 павильон, 2 зал**

Россия, 105037, Москва  
ул. 3-я Прядильная, 6А  
тел.: +7 (495) 730 02 33  
факс: +7 (495) 730 02 36  
[www.hms.ru](http://www.hms.ru)  
[www.grouphms.ru](http://www.grouphms.ru)