

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ С РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ПЛАВАЮЩЕГО ТИПА

CONDITION AND OUTLOOKS OF USAGE OF MULTISTAGE VANE PUMPS WITH WORKING WHEELS OF A FLOATING TYPE

ЕВТУШЕНКО Анатолий Александрович, к.т.н., доцент,
РУДЕНКО Андрей Анатольевич, н.с.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ТВЕРДОХЛЕБ Игорь Борисович, к.т.н., директор
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина.

Abstract. In the article the areas of application of flowing parts of vane pumps with centrifugal working wheels of a floating type are considered most typical. The advantages and defects of the design concepts of pumps with the indicated flowing parts are shown. The tendencies in the given direction of pumping and most probably perspectives of its development are briefly circumscribed.

Несмотря на широкое распространение в насосостроении и достаточную изученность схем проточных частей (ПЧ) с малоразмерными плавающими рабочими колесами (РК) [1], попытки расширения их области применения в отечественной практике отсутствуют. Имеется в виду, прежде всего, возможность применения погружных скважинных вертикальных насосов, в которых используются центробежные малоразмерные РК плавающего типа в качестве наземных горизонтальных машин. Применение в таких насосах наземного горизонтального исполнения большого ($n=100...400$) количества ступеней позволило бы значительно (в 2...4 раза) увеличить коэффициент быстроходности n , ПЧ, а значит, увеличить КПД насоса на 10...20% по сравнению с многоступенчатыми ($n \leq 16$) центробежными насосами традиционного типа на аналогичные параметры ($H \leq 2000$ м, $Q \leq 1000$ м³/сут).

В созданных за рубежом горизонтальных насосных системах (ГНС) на основе погружных вертикальных насосов «Reda», «Centrilift» применяются ПЧ с малоразмерными РК плавающего типа на разные n_s (в зависимости от параметров). КПД таких ГНС находится на уровне 55...65%, в то время, как аналогичные параметры могут быть достигнуты отечественными насосами с КПД 45...48%. Наряду с таким преимуществом ГНС над насосами традиционного типа, они имеют существенный недостаток, обусловленный их «скважинным» конструктивным исполнением: осевой габарит некоторых ГНС достигает 35 м, что не позволяет в ряде случаев их использовать. Кроме того, немаловажным фактором является монопольное положение фирм – изготовителей ГНС. По этой причине на мировом рынке стоимость ГНС в 2...4 раза выше стоимости аналогичных по параметрам насосов традиционного типа.

Такое положение стало причиной начала работ по созданию новой конструктивной схемы ПЧ с центробежным среднеразмерным РК плавающего типа. Промежуточные результаты этих исследований описаны в [2, 3, 4, 5]. Эта схема стала компромиссным вариантом между ПЧ ГНС с $n_s=200...400$ и ПЧ центробежных насосов традиционного типа ($n_s = 45...50$). Преимущества использования в насосостроении такой схемы – сохранение габаритных размеров насосов традиционного типа, и, вместе с тем, увеличение КПД до уровня, характерного для ГНС.

Из вышесказанного следует, что первой характерной особенностью области применения ПЧ с центробежным среднеразмерным РК плавающего типа является использование их в многоступенчатых горизонтальных конструкциях. При этом следует отметить, что коэффициент быстроходности таких ПЧ должен составлять $n_s = 80...100$ (из условия обеспечения требуемых ГОСТ габаритных размеров специфичного для данного вида использования насосного оборудования).

В многочисленных существующих конструкциях многоступенчатых центробежных насосов в качестве устройств для разгрузки ротора от осевой силы используются энергоемкие гидростатические устройства – разгрузочные барабаны и гидравлические пяты. Применение таких способов разгрузки ротора от осевой силы приводит к уменьшению КПД насосов на 8...10%. При использовании в конструктивной схеме насосов ПЧ со среднеразмерными РК плавающего типа необходимости применения гидростатических разгрузочных устройств нет, т.е. нет потерь 8...10% объемного КПД. Однако, в этом случае имеют место гидравлические, объемные и механические потери, связанные с конструктивным исполнением плавающего РК. Расчеты по разработанной методике проектирования [6], подтвержденные собственными экспериментальными данными, показывают, что уменьшение общего КПД ступени, обусловленное ее плавающим исполнением, по сравнению с КПД аналогичной ступени традиционного исполнения, составляет 7...10% в зависимости от геометрических размеров эле-

ментов ПЧ. А это, в свою очередь, означает, что применение конструктивной схемы ПЧ со среднеразмерным плавающим РК в многоступенчатых насосах вместо аналогичной по параметрам и конструкции ПЧ нецелесообразно, т.к. потери в разгрузочном устройстве меньше, чем в конструктивных элементах ПЧ с плавающим РК.

Принципиально отличается от рассмотренной ситуация, когда возникает необходимость замены традиционных ПЧ, имеющих $n_s = 45 \dots 50$ на ПЧ с $n_s = 80 \dots 100$, РК которых имеют плавающее исполнение. Как показывают расчетные исследования ПЧ с плавающими РК, основанные на методике [6], для одинаковых по параметрам режимов работы КПД ступени со среднеразмерным плавающим РК на 12...20% выше, чем КПД ступени традиционного типа (для иллюстрации этого факта на рис.1 приведены сравнительные характеристики двух насосов идентичного назначения: серийно выпускаемого ЦНС 63 – 1400 традиционного конструктивного исполнения и опытного образца насоса ЦНСБ 45 – 1500 новой конструктивной схемы). Если учесть, что в этом случае применительно к рассматриваемой конструктивной схеме установка в насосе энергоемкого разгрузочного устройства не является необходимостью, то очевидной становится еще одна область применения рассматриваемых ПЧ: замена меньшего количества ступеней низкой быстроходности большим количеством ступеней повышенной быстроходности.

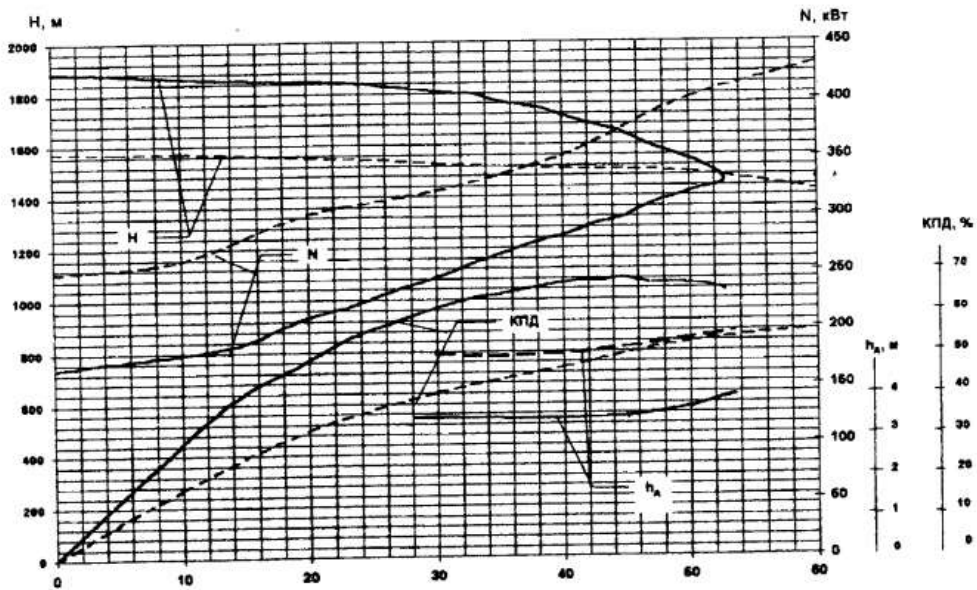


Рисунок 1 – Сравнительные характеристики насосов ЦНС 63 – 1400 и ЦНСБ 45 - 1500

Конкретизация этого утверждения связана с конкретными условиями – реальными параметрами ПЧ, абсолютными геометрическими размерами, чистотой обработки поверхностей конструктивных элементов ПЧ, величиной относительных зазоров и т.д.

Следует отметить, что при принятии решения о замене ПЧ традиционного типа на ПЧ с плавающими РК нужно учитывать, что при этом сохранить присоединительные, габаритные размеры насоса, а также максимально унифицировать его с существующими серийно выпускаемыми машинами, как правило, не удастся. Поэтому необходим технико – экономический расчет затрат на освоение производства нового насосного оборудования и прибыли от увеличения КПД создаваемых машин.

Одним из главных факторов, определяющих работоспособность ступени со среднеразмерным плавающим РК, является надежная работа опор скольжения. Как в теории торцовых уплотнений, так и в теории гидродинамической смазки существуют комплексные показатели: PV – фактор [7] и критерий Зоммерфельда [8]. Оба эти показателя определяют границы применимости той или иной конструкции торцового уплотнения или опоры скольжения. В рассматриваемом случае применение этих критериев можно считать целесообразным, причем в выражении PV параметром P считать не уплотняемое давление (как в теории торцовых уплотнений), а контактное давление. Отсюда следует еще одно дополнение к области применения рассматриваемой схемы: соответствующие показатели и критерии не должны превышать определенных, специфичных для конкретной схемы, критических значений. Кроме того, увеличение этих критериев за счет скорости вращения приводит к проблемам виброненадежности и динамической устойчивости создаваемого насоса.

Вывод: конструктивная схема ПЧ со среднеразмерным плавающим РК имеет свою специфическую нишу в техносфере. Рассмотренная конструктивная схема открывает широкие возможности для модернизации существующего и создания нового, высокоэкономичного, более совершенного насосного оборудования.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Богданов А.А. Погружные центробежные насосы. – М.:Недра, 1969 – 272 с.
2. Гулый А.Н., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Усовершенствование геометрии передней пазухи насоса типа ЦНС. // Вестник НГУУ «КПИ»: Машиностроение, вып.35. – Киев, 1999. – с. 205 – 210.
3. Руденко А.А. Об оптимизации параметров ступени с центробежным плавающим рабочим колесом. // Вестник НГУУ «КПИ». Машиностроение, вып. 38, т.2 – Киев, 2000 – с. 29 – 35.

4. Олада Н.М., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Особенности влияния геометрии задней пазухи центробежного плавающего рабочего колеса на характеристику насосной ступени. // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, вып. 36, т.1 – Киев, 1999 - с. 217 – 226.
5. Руденко А.А. Об оптимизации параметров ступени с центробежным плавающим рабочим колесом. // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, вып. 38. – Киев, 2000. – с. 29 – 34.
6. Евтушенко А.А., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б. Основные положения методики проектирования проточной части многоступенчатого центробежного насоса со среднеразмерными рабочими колесами плавающего типа // Сб. научных трудов международной научно – технической конференции “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования” – Харьков, ИПМаш, 2000 г. – с. 441 - 448.
7. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1974.
8. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения: Теория и расчет. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд – ние, 1981. – 261 с.