

## ПЕСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМСЯ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Горовой С. А. , к.т.н., доцент

Сумський національний аграрний університет  
г.Суми, Україна

Динамические, а именно центробежные насосы, используются практически во всех областях промышленности и сельского хозяйства всех без исключения стран. Механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию жидкости в рабочем колесе центробежного насоса [1].

Расчетные и исследовательские данные, которые определяют величины и направления гидродинамических сил и их моментов в бесконтактных уплотнениях проточной части насосов, подробно приведены в работах [2], [3]. Гидродинамические силы в уплотнениях могут быть причиной автоколебаний ротора, а могут существенно уменьшить вибрационность агрегата. Возможна оптимизация вибрационных параметров центробежных насосов с учетом гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях между ротором и статором [4].

Предлагается идея совместить функции динамических опор и уплотнений в едином узле бесконтактного уплотнения центробежного насоса. Достижение данной идеи реализуется путем предоставления ротору - колесу возможности свободно самоустанавливаться в статорных оболочках уплотнений и стабилизироваться в осевом направлении при наличии ограниченных по амплитуде радиально - угловых и осевых колебаниях при сохранении динамической устойчивости на разных частотах вращения.

Базовым вариантом центробежного насоса с щелевыми опорами - уплотнениями стал консольный центробежный насос, у которого рабочий орган - колесо имело возможность радиально - углового и осевого самоцентрирования в двух симметричных щелевых уплотнениях со стороны основного и покрывающего дисков рабочего колеса [5]. Концевое уплотнение связано с рабочим колесом и герметизирует насос от протечек рабочей жидкости в окружающую среду. Проведенные экспериментальные исследования натурного образца такого центробежного насоса позволили предложить и испытать еще две конструктивные схемы насосных агрегатов с самоустанавливающимся в опорах - уплотнениях рабочим колесом.

Была испытана еще одна конструкция центробежного насоса с консольным рабочим колесом. В данной схеме применение разновеликих в радиальном направлении щелевых опор - уплотнений позволяет создать одностороннее устройство разгрузки осевых сил с камерой авторазгрузки и саморегулируемым торцевым зазором между кольцевыми торцевыми выступами рабочего колеса и специального элемента корпуса. Радиальные жесткие лопатки уменьшают закручивание потока жидкости в задней пазухе,

что ведет к росту давления жидкости перед задним щелевым уплотнением, увеличивая его гидростатические жесткостные и демпфирующие свойства. Применение сферического шлицевого соединения для передачи крутящего момента на рабочее колесо позволяет этому колесу самоустанавливаться в щелевых опорах - уплотнениях и самоцентрироваться по торцевому зазору в осевом направлении. Такая конструктивная схема эффективно работает при незначительных давлениях подпора на входе в насос (не больше 2 – 3 бар). В качестве рабочего органа насоса следует использовать колеса с  $n_s = 60 - 100$ , имеющие присущи высокие напоры при малых и средних подачах жидкости.

Также была испытана схема варианта центробежного насоса с колесом двустороннего входа. Поскольку традиционное выполнение корпусов насосов с рабочим колесом двустороннего входа рассчитано на применение двух симметричных опор - уплотнений одного диаметра, то возникает задача уравновешивания остаточных осевых усилий, которые действуют со стороны проточной части и концевого уплотнения на рабочее колесо. В данной конструкции разгрузка осевых сил достигается применением автоматического конструктивного узла, в состав которого входит торцевой кольцевой выступ, камера авторазгрузки и питательный канал – дроссель, соединяющий зону давлением нагнетания с камерой авторазгрузки. Применение радиальных лопаток в боковой пазухе со стороны концевого уплотнения колеса уменьшает закрутку потока в пазухе, что ведет к повышению давления в ней. Небольшая несимметрия эпюр давлений между двумя боковыми пазухами увеличивает жесткость характеристики “осевое усилие - зазор” устройства авторазгрузки и уменьшает свободный осевой ход рабочего колеса в пределах торцевого зазора устройства авторазгрузки. Использование сферического шлицевого соединения для передачи крутящего момента от электродвигателя на рабочее колесо позволяет последнему самоустанавливаться в щелевых опорах - уплотнениях и стабилизироваться по торцевому зазору камеры авторазгрузки в осевом направлении. Такая конструкция менее чувствительная к величине давления подпора чем схема с колесом консольного типа, поэтому она может быть использована в технологических гидросетях со значительными подпорами и большими расходами перекачиваемой жидкости.

С точки зрения надежности осевой разгрузки и достаточно малых ограничений по величине давления подпора (до 5 бар) наиболее рациональной есть конструктивная схема консольного насоса первого типа. Такая конструкция, вследствие своей практически полной геометрической симметрии как в радиальном, так и в осевом направлениях, позволяет добиться наиболее эффективной самоустановки рабочего колеса. Однако для ее реализации нужна более существенная доработка рабочего колеса и боковых пазух статорной части насоса, чем для несимметричной конструкции.

Экспериментальные стендовые и промышленные испытания всех приведенных выше конструктивных схем центробежных насосов с самоустанавливающимся в опорах - уплотнениях рабочим колесом показали их продолжительную работоспособность в диапазоне подач от - 20% до +10% от номинальной при величине давления подпора от 0 до 5 бар. При выходе на

нерасчетные режимы, особенно в зоне больших подач, нормальное самоцентрирование рабочего колеса нарушается под влиянием резко возрастающей радиальной силы со стороны спирального отвода, что снижает срок эксплуатации насоса. Следует также отметить, что чем более жесткая муфта применена в кинематике привода, тем выше требования к центрированию осей насоса и электродвигателя. Достаточно полно требованиям долговечности и податливости при передаче необходимого крутящего момента отвечают такие возможные комбинации конструктивных элементов:

- 1) втулочно - пальцевая муфта со стороны электродвигателя и сферическое шлицевое соединение в ступице рабочего колеса;
- 2) муфта с упругими элементами со стороны электродвигателя и сферическое шлицевое соединение в ступице рабочего колеса;
- 3) сферическое шлицевое соединение как со стороны электродвигателя, так и сферическое шлицевое соединение в ступице рабочего колеса.

Можно выделить такие основные преимущества предложенных конструктивных схем центробежных насосов с самоустанавливающимся в опорах - уплотнениях рабочим колесом по сравнению с традиционными схемами:

- 1) уменьшение массы и габаритов за счет ликвидации внешних опорных подшипниковых узлов;
- 2) улучшение вибро - акустических параметров насосного агрегата;
- 3) упрощение обслуживания насоса в условиях эксплуатации и упрощение центрирования осей насоса и электродвигателя.

Наиболее целесообразным выглядит применение этих насосных установок в сетях тепло- и водоснабжения городов и поселков, также в гидросетях сельскохозяйственных производств с использованием технически чистой или слабозагрязненной воды.

### **Список использованной литературы.**

1. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко - М.: Машиностроение, 1977. - 192 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
4. Беда И.Н. Розработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения /Дис.... канд. техн. наук. - Москва, 1992. - 192с.
5. Горовой С.А. Испытания насоса с самоустанавливающимся ротором на экспериментальном стенде / С.А. Горовой // Междун. институт компрес. и энергетич. машиностр., научно-производственный и информационный журнал "Компрессорное и энергетическое маш.строение" - 2018 - № 2 (52) - С.12 - 17.