

КОНСТРУКТИВНЫЕ ВАРИАНТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С САМОЦЕНТРИРУЮЩИМСЯ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Горовой Сергей Александрович,

к.т.н., доцент

Сумский Национальный аграрный университет

г. Сумы, Украина

gorovyj64@gmail.com

Введение./Introduction. В различных отраслях промышленности и сельского хозяйства широко используются различные виды центробежных насосов. Центробежный насос - это энергетическая машина, в которой энергия приводного двигателя превращается в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Преобразование механической энергии в гидравлическую происходит лишь в рабочем колесе центробежного насоса, а в других элементах проточной части кинетическая энергия жидкости превращается в энергию давления. Наличие роторной и статорной частей центробежного насоса требует их разделения через щелевые и концевые уплотнения проточной части.

Большое количество научных работ было направлено на исследование структуры и определение величин гидродинамических сил и их моментов в бесконтактных уплотнениях центробежных насосов. В целом установлено, что гидродинамические силы в щелевых уплотнениях могут быть причиной разрушительных автоколебаний ротора. Целенаправленная оптимизация вибрационных параметров центробежных насосов реализуется путем применения оптимальных конструктивных схем щелевых уплотнений, которые обладают высокими упругими и демпфирующими свойствами.

Цель работы./Aim. Гладкие цилиндрические или конфузорные щелевые уплотнения центробежных насосов обладают значительной несущей способностью при малых относительных эксцентриситетах. Такая особенность

позволяет реализовать возможность комплексного использования физических свойств бесконтактных уплотнений. Идея состоит в совмещении функций динамических опор и гидравлических уплотнений в едином узле щелевого уплотнения рабочего колеса центробежного насоса. Достижение данной цели реализуется путем предоставления ротору – рабочему колесу возможности свободно самоцентрироваться в статорных оболочках уплотнений и стабилизироваться в осевом направлении при наличии ограниченных по амплитуде радиально - угловых колебаний и сохранении динамической устойчивости на разных частотах вращения.

Материалы и методы./Materials and methods. Основным в техническом отношении вариантом центробежного насоса с опорами - уплотнениями есть центробежный насос, у которого рабочее колесо имеет возможность радиально - углового и осевого самоцентрирования в двух симметричных щелевых уплотнениях со стороны основного и покрывающего дисков рабочего колеса. Концевое уплотнение связано с рабочим колесом и герметизирует камеру осевой авторазгрузки от протечек рабочей жидкости в окружающую среду. Проведенные экспериментальные исследования натурного образца центробежного насоса с самоустанавливающимися в щелевых опорах - уплотнениях рабочим колесом позволили разработать и испытать еще две конструктивные схемы центробежных насосных агрегатов с совмещенными опорно – уплотнительными узлами на базе щелевых уплотнений.

Результаты и обсуждение./Results and discussion. Была испытана схема конструкции насоса консольного типа с рабочим колесом одностороннего входа и односторонним автоматом разгрузки осевых сил. Данная схема позволяет максимально упростить конструкцию насоса в элементах проточной части. Применение разновеликих в радиальном направлении щелевых опор - уплотнений позволяет применить одностороннее устройство разгрузки осевых сил. В данной схеме создана камера авторазгрузки, которая имеет саморегулируемый торцевой зазор между кольцевыми торцевыми выступами рабочего колеса и специального элемента корпуса. Радиальные жесткие

лопатки, закрепленные на корпусе в пазухе перед задним щелевым уплотнением, уменьшают закручивание потока жидкости в пазухе. Уменьшение закрутки жидкости ведет к росту статической составляющей давления жидкости перед задним щелевым уплотнением, увеличивая гидростатические упругие и демпфирующие свойства последнего. Применение сферического шлицевого соединения для передачи крутящего момента на рабочее колесо позволяет последнему 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 довольно высокой быстроходности с $n_s = 60 - 100$, поскольку для них характерны значительные напоры при малых и средних подачах жидкости.

Также была предложена схема другого варианта центробежного насоса с колесом двустороннего входа. Поскольку традиционное выполнение корпусов насосов с рабочим колесом двустороннего входа рассчитана на применение двух симметричных опор - уплотнений одного диаметра, то возникает задача уравнивания остаточных осевых усилий, которые действуют со стороны проточной части и концевой уплотнения на рабочее колесо. В данной конструкции разгрузка осевых сил достигается применением специального конструктивного узла – устройства авторазгрузки. В состав устройства входит торцевой зазор, камера авторазгрузки и питательный канал. Канал соединяет зону отвода с давлением нагнетания и камеру авторазгрузки. Применение радиальных лопаток в боковой пазухе со стороны концевой уплотнения рабочего колеса позволяет уменьшать закрутку потока жидкости в данной пазухе, вследствие чего в ней повышается статическое давление. Небольшая асимметрия эпюр давлений между двумя боковыми пазухами способствует увеличению жесткости характеристики “осевая сила – торцевой зазор” автоматического устройства авторазгрузки. Это 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. Она может быть использована в технологических гидросетях со значительными подпорами и большими расходами перекачиваемой жидкости.

Стендовые 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. При этом наблюдается задевание колеса за статорные втулки опор - уплотнений, что ведет к постепенному изнашиванию последних и существенному снижению гидравлических параметров насосного агрегата.

Применение специальных гидравлических устройств подавления входной закрутки потока на входе в щелевые опоры – уплотнения позволяет значительно уменьшить амплитуды вынужденных радиально – угловых колебаний рабочего колеса. Также существенно отодвигается граница потери ротором динамической устойчивости в сторону более высоких частот вращения.

Довольно нагруженным звеном в конструкциях насосов с самоустанавливающимся в опорах - уплотнениях рабочим органом является узел передачи крутящего момента от электродвигателя на рабочее колесо. При этом очевидным есть тот факт, что чем более жесткая муфта применена в кинематике привода, тем выше требования к центрированию осей насоса и электродвигателя. Довольно 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) сферическая шлицевая муфта как со стороны электродвигателя, так и сферическое шлицевое соединение в ступице рабочего колеса.

Выводы./Conclusions. Основными преимуществами предложенных конструктивных схем центробежных насосов с самоустанавливающимся в опорах - уплотнениях рабочим органом по сравнению с традиционными схемами консольных насосов и насосов двустороннего входа следует считать такие факторы:

1) уменьшение массы и габаритных показателей за счет ликвидации внешних опорных подшипниковых узлов;

2) снижение требований по взаимному центрированию осей насоса и электродвигателя.

3) улучшение вибрационных параметров насосного агрегата и упрощение обслуживания центробежного насоса в условиях эксплуатации.

При эксплуатации таких центробежных агрегатов на номинальных режимах с малым количеством пусков и остановок возможна их бесперебойная устойчивая работа на протяжении нескольких месяцев, а то и лет. Наиболее целесообразным выглядит применение этих насосных установок в сетях тепло – водоснабжения городов и поселков, также в гидравлических сетях промышленных производств с технически чистой водой. Применение на рабочих поверхностях уплотнений специальных износостойких покрытий значительно улучшает их работоспособность в тяжелых пусковых условиях.