

РАЗРАБОТКА ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ТОРЦОВЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ ПО БУРТАМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА

© Ю. А. Сукач, Л. Ф. Ивченко, Я. Н. Иванов

ДКБ «Південне» ім. Янгеля, м. Дніпропетровськ

Разработка альтернативной конструкции уплотнительных узлов на переднем и заднем буртах центробежного колеса турбонасосного агрегата проводилась на прототипе насоса горючего, который входит в состав ТНА двигателя третьей ступени ракеты-носителя «Циклон-3». В настоящее время в качестве уплотнений, отделяющих полость высокого давления от полости низкого, используются щелевые уплотнения, в частности плавающие кольца. Однако для этого типа уплотнений характерен высокий уровень утечек, что приводит к низкому объемному КПД и, соответственно, к низкому общему КПД насоса. Согласно опытным данным по отработке прототипа насоса горючего утечки по буртам центробежного колеса достигают 1.6 л/с при общем расходе в 11 л/с. Таким образом, если удастся устранить эти потери, можно ожидать существенного повышения КПД насоса.

Одним из наиболее перспективных путей в этом направлении является установка торцовых уплотнений (рис. 1) по буртам центробежного колеса. Основными уплотняющими элементами является пара жестких колец, из которых одно неподвижно, а другое вращается на валу. Кольца постоянно прижаты друг к другу и образуют плоскую пару трения.

Прижатие уплотняющих поверхностей может осуществляться пружинами, сильфонами и избыточным давлением жидкости. Герметичность уплотняющих поверхностей обеспечивается пленкой жидкости, находящейся между кольцами. Герметичность сопряжения неподвижного кольца с корпусом обеспечивается вспомогательным уплотняющим элементом, который, кроме того, должен обладать способностью компенсировать износ поверхностей трения, погрешность изготовления и сборки, несоосность, радиальное, торцовое и угловое биение.

При определенной технологической сложности по сравнению со щелевыми уплотнениями описанная конструкция позволила бы практически полностью устранить утечки по буртам центробежного колеса. Однако в данном случае на торцовое уплотнение наложен ряд ограничений. Так, в связи с конструк-

тивными особенностями компоновки торцового уплотнения на буртах центробежного колеса, в частности из-за большого диаметра расположения основного уплотнительного элемента, а также в связи с высокими оборотами вала турбонасосного агрегата, воздействие силы трения на состояние поверхностей трения окажется столь значительным, что может повлечь перегрев рабочих поверхностей с последующей потерей работоспособности и выходом уплотнения из строя.

Для уменьшения силы трения при скольжении рабочих поверхностей обычно применяют так называемые разгруженные уплотнения, у которых площадь прижима меньше площади прилегания. Отношение площади прижима к площади прилегания (коэффициент разгрузки) является для торцового уплотнения характеристической величиной. Но регулирование режима работы уплотнения таким способом носит ограниченный характер. Если коэффициент разгрузки находится ниже рекомендованных пределов, подвижная втулка с основным уплотняющим элементом под воздействием давления рабочей среды переместится так, что величина осевого зазора возрастет, и величина утечек, которая непосредственно зависит от величины зазора, резко увеличится, вызывая снижение объемного КПД насоса. В

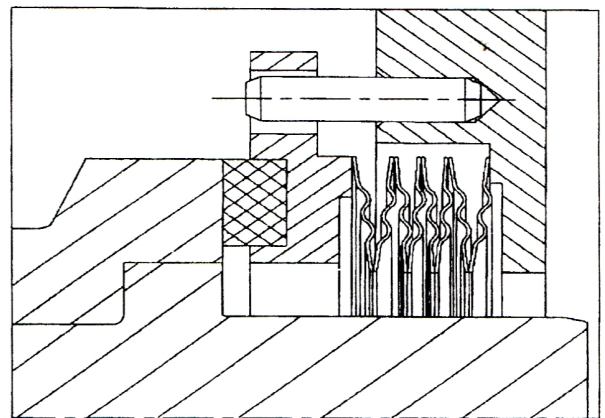


Рис. 1. Установка торцовых уплотнений

случае если коэффициент разгрузки выше рекомендованных пределов, возрастают потери мощности на трение и ухудшается температурный режим работы основного уплотнительного элемента.

Условия работы в паре трения могут быть улучшены при установке торцового уплотнения гидростатического или гидродинамического типа. В первом случае в основном уплотнительном элементе предполагается наличие специальных камер и каналов, обеспечивающих подвод в камеры компонента под высоким давлением. Во втором случае конструкция камер позволяет получать высокое давление в них за счет гидродинамических сил. При повышении давления в камерах подвижная втулка выйдет из состояния динамического равновесия и будет перемещаться, увеличивая осевой зазор в паре трения. Но так как именно величина зазора является определяющей для величины давления в специальных камерах, то при увеличении зазора давление в камерах снижается, вызывая перемещение втулки в обратном направлении до какого-то равновесного положения, которое и является рабочим.

В связи с тем, что из-за конструктивных особенностей гидростатического торцового уплотнения при высокой частоте вращения вала основной уплотнительный элемент будет реагировать на биения бурта центробежного колеса с запаздыванием (а это повлечет соприкосновение поверхностей в паре трения и может вызвать их перегрев), предпочтительнее установка торцовых уплотнений гидродинамического типа (рис. 2), лишенного подобного запаздывания.

Уплотняющая пара образуется между вращающимся торцом центробежного колеса и уплотнительным кольцом, закрепленным в торце ползуна. В качестве материалов для основного уплотнительного элемента могут использоваться графитоугольные композиции, самоспеченный карбид кремния, реакционно-спеченный карбид кремния, карбид вольфрама и другие материалы. В предлагаемой к рассмотрению конструкции уплотнительное кольцо выполнено из графита, имеющего низкий коэффициент трения, высокую износостойкость, теплоустойчивость и химическую стойкость в большинстве агрессивных сред, а также в связи с легкостью последующей обработки в случае возникновения такой необходимости. Фиксироваться это кольцо в подвижной обойме может с помощью клеевого соединения или пайки. Сама обойма может изготавливаться из нержавеющей стали, хастеллоя, титана и других металлов и сплавов.

Свободу угловых и осевых перемещений обеспечивает конструкция вторичного уплотнительного элемента. Обычно это кольцо из эластичного материала. В качестве материалов для изготовления

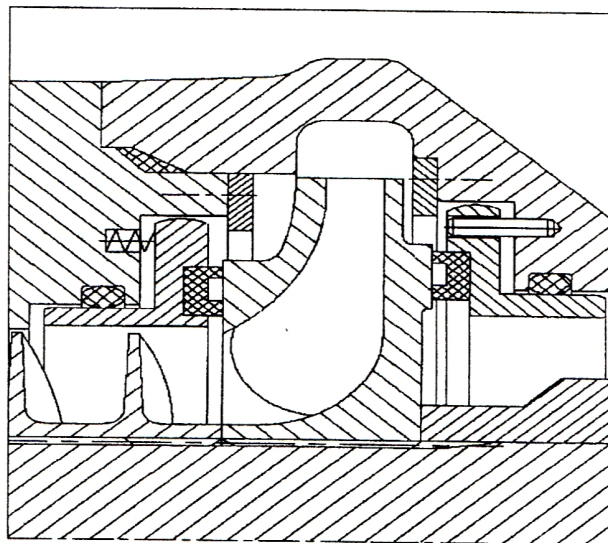


Рис. 2. Установка торцовых уплотнений гидродинамического типа

вторичного уплотнительного элемента используются этиленпропиленовые каучуки, фторуглеродные каучуки, неопрен и другие материалы. В применении к насосу-прототипу в конструкции уплотнения предусмотрена установка стандартных резиновых колец.

Упругим элементом уплотнения, обеспечивающим требуемое начальное усилие прижатия трущихся пар, являются цилиндрические пружины, установленные в специальные гнезда в корпусе насоса.

Кроме всех вышеперечисленных элементов гидродинамического уплотнения, как и любое другое торцовое уплотнение, включает в себя так называемую «поводковую» систему. Эта система предназначена для защиты подвижной обоймы с графитовым кольцом от проворота. В данном случае роль такой системы выполняют штифты, запрессованные в отверстия в корпусе.

Геометрические параметры торцового уплотнения отличаются своей малогабаритностью. Это позволяет проводить установку данного типа уплотнения в разработанные ранее конструкции насосных агрегатов вместо штатных без значительных технологических изменений, используя обычные заготовки корпусов.

1. Голубев А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов: 2-е изд. пераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1974.—212 с.
2. Антипин Г. В., Банников М. Т., Домашнев А. Д. и др. Торцовые уплотнения аппаратов химических производств. — М.: Машиностроение, 1984.—112 с.
3. Кондаков Л. А., Голубев А. И., Овандер В. Б. и др. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. — М.: Машиностроение, 1986.—464 с.