

Насосы, компрессоры, нагнетатели и другие подобные механизмы являются крупнейшими потребителями энергоресурсов в промышленном секторе и сфере ЖКХ. До 35% электроэнергии, вырабатываемой в стране, расходуется насосным оборудованием, которое перекачивает нефть, нефтепродукты, природный газ, холодную и подогретую воду, бытовые и промышленные стоки, химические и пищевые продукты и т.д. От эффективности, экономичности и исправности этих машин и сопутствующего технологического оборудования зависят затраты электроэнергии, топлива и тепла. Целью НИОКР, проводимой нашей командой уже 1,5 года, является разработка конструкции насоса, обладающего свойствами, объединяющими в себе плюсы нескольких типов конструкций насосов, т.е. невысокую себестоимость и простую технологию изготовления, высокий объемный КПД, возможность эффективной работы на разной частоте, универсальность (реверсивность и обратимость, широкая сфера применения). В процессе разработки конструкции насоса было определено, что по предлагаемому принципу работы нагнетатель относится к роторным насосам. В роторных насосах взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в подвижных рабочих камерах, которые попеременно соединяются с полостями всасывания и нагнетания. Это дает возможность исключить из конструкций насосов клапаны. Отсутствие клапанов позволяет иметь у роторных насосов большую быстроходность, т. е. число рабочих циклов в единицу времени. Кроме того, это обеспечивает роторным насосам и второе отличие от поршневых насосов — обратимость, т. е. практически любой роторный насос может быть использован и в качестве гидродвигателя. Важной конструктивной особенностью многих роторных насосов является многокамерность. Это обеспечивает им большую равномерность подачи по сравнению с возвратно-поступательными насосами. Однако их подача не может быть абсолютно равномерной, и ее пульсация всегда имеет место. Эта пульсация всегда меньше для насосов с нечетным числом рабочих камер. Роторные насосы обладают и существенным недостатком, который вытекает из их конструктивных особенностей. Дело в том, что жидкость, которую перекачивает роторный насос, должна одновременно обеспечивать смазывание его поверхностей. Поэтому она должна быть чистой и неагрессивной по отношению к материалу насоса, а также обладать смазывающими способностями. Отсутствие клапанов в роторных насосах повлекло за собой значительное уменьшение гидравлических потерь, что позволяет пренебрегать ими и принимать гидравлический КПД равным единице ($\eta_g = 1$). Таким образом полный КПД (η_n) роторного насоса равен произведению объемного (η_o) и механического (η_m) КПД. Роторные насосы имеют чрезвычайно большое разнообразие конструкций. Классификацию этих насосов определяет ГОСТ 17398—72, который включает всевозможные конструктивные исполнения. Как следует из анализа ГОСТ 17398—72, все роторные насосы делятся на две большие группы. В первую группу входят

насосы, использующие только вращательное движение. Во вторую группу включены насосы с вращательным и возвратно-поступательным движением. Из роторно-вращательных насосов наибольшее распространение получили шестеренные насосы, которые применяются практически во всех отраслях машиностроения. Из роторно-поступательных достаточно широко используются пластинчатые и роторно-поршневые насосы, которые в свою очередь делятся на аксиально-поршневые и радиально поршневые. Итак, что следует из классификации, наиболее близким к описываемой конструкции типом насоса является шиберный насос (рис.1), поэтому проектируемая конструкция должна сравниваться с ним, и иметь преимущества как в сложности изготовления и себестоимости, так и в показателях эффективности. На следующем этапе работы было создано несколько моделей насоса с двухэлементным эксцентричным ротором, отличающиеся, главным образом, способом крепления заслонки к внешней части ротора. При этом как наиболее удачная была выбрана конструкция, имеющая жесткое крепление шарнира заслонки на внешней части ротора. Конструктивно, такой роторный насос (рис.2), содержит корпус 1 с внутренней цилиндрической рабочей поверхностью, ротор 2 цилиндрической формы, на который надет подшипник 3, внешний цилиндр ротора 4, установленный на подшипнике 3, что позволяет ему свободно вращаться относительно ротора 2, заслонку 5, которая одним концом шарнирно крепится к корпусу между впускным и выпускным окнами 6 и 7 соответственно, а другим концом шарнирно крепится к внешнему цилиндру ротора, что не позволяет ему вращаться вместе с ротором. Рис. 1 – Шиберный насос Рис. 2 – Конструкция насоса с двухэлементным эксцентричным ротором

Конструкция представляется наиболее надежной и простой в изготовлении. Было решено, что изготовление действующей модели насоса с конструкцией, предусматривающей полное перекрытие впускного окна заслонкой, является наиболее рациональным при наличии имеющегося станочного оборудования. При сравнении с шиберным насосом конструкция имеет следующие преимущества: возможность изготовления на универсальном станочном оборудовании, дешевизна материалов, более высокий объемный КПД, отсутствие изнашивающихся заслонок, более простая конструкция. Из недостатков главным является пульсация подачи, что, при применении в областях, где это является существенным недостатком насоса, делает необходимым применение пневмокомпенсаторов, которые устанавливаются с поршневыми насосами. Было определено, что в опытной модели наилучшим вариантом является установка внешней части ротора из фторопласта. Это позволяет не использовать подшипник, а также лучше соблюсти торцевые уплотнения насоса, благодаря мягкости материала, и его низкому коэффициенту трения. Внешняя часть ротора (которая способна вращаться на внутренней части) устанавливается в натяг, что позволяет избавиться от неточностей исполнения основных деталей, и не

допустить перепуска жидкости из впускной полости в выпускную.

Фторопластовый ротор имеет простую геометрию, это кольцо, в котором выполнен вырез под шарнир заслонки, который соединяет ее с ротором. Впускное отверстие полностью закрывается заслонкой в ее крайнем нижнем положении. Заслонка должна точно входить в вырез в корпусе, отделяя входное окно от рабочего объема в тот период времени, когда нагнетаемая жидкость полностью выдавлена в выпускное окно, но ротор еще не перешел в положение, которое начинает новый цикл всасывания. Заслонка должна иметь достаточную жесткость, чтобы под влиянием давления не происходило зацепление за край выреза. Выпускное окно должно находиться как можно ближе к нижнему шарниру заслонки, что дает больший объемный КПД насоса, делает возможным более узкое исполнение заслонки, и сокращает сектор, в котором входное окно находится в закрытом положении. В модели, которую выбрали для анализа, подбора материалов, и сборки, было решено отказаться от уравнивания ротора непосредственно в эксцентрик, что позволяет дополнительно уплотнить контакт корпуса и ротора за счет центробежных сил. Данный метод уравнивания актуален в моделях, которые будут рассчитываться для работы на высоких оборотах. При проектировании экспериментальной модели с низкой частотой оборотов (1500 об/мин) при общей подаче насоса, равной 1900 см³/с, потери утечки составляют 144,4 см³/с. Согласно такому расчету объемный КПД теоретической модели насоса равен $\eta_v = 0,924$. Ниже на рис. 3 представлен снимок работы насоса в виртуальной среде с распределением потоков жидкости: общий снимок, и снимок пространства под заслонкой. Данные получены при условии, что ротор не соприкасается с корпусом насоса по периферии, что дает картину распределения скоростей в идеальной жидкости. Как видно из снимка, основное гидродинамическое сопротивление наблюдается на выходе из выреза заслонки, т.к. он выполнен в виде ступени, в которую врезается часть потока. Также на снимке мы можем видеть, что перед выходом из насоса часть жидкости на высокой скорости сначала проходит мимо выпускного окна, затем упирается в заслонку, и, разворачиваясь, выходит обратно к выпускному окну, образуя турбулентные завихрения, и сталкиваясь со встречным потоком. Из описанной картины следует, что для работы насоса на высоких оборотах требуется доработка формы рабочего пространства насоса в целях повышения гидродинамической эффективности. Рис. 3 – Потоки жидкости в насосе (область около заслонки) Рабочий объем рассмотренной модели составил 24,2 куб. см. Максимальное вредное пространство (пространство, не участвующее в перекачивании жидкости) составило 6,2 куб. см.

Спроектированная действующая модель не рассчитана на высокие давления, а также работу на высоких оборотах. Она необходима для снятия практических показателей работы насоса, рассмотрения его работы в реальных условиях. При изготовлении и сборке опытной модели первостепенное значение имеют

точность изготовления, а также простота сборки, что позволит проанализировать работу разных вариантов деталей при проведении опытных испытаний. Такие свойства модели, как стоимость изготовления, стоимость материалов, износостойкость отходят на второй план, они будут важны на стадии проектирования для производства. Очевидно, что при подборе материалов в первую очередь нужно рассматривать металлы и сплавы с низкими коэффициентами трения. Также важную роль играет легкость обработки материалов, что позволит быстро дорабатывать детали под нужды исследователей.