**О надежности валов УЭЦН и выборе материалов для их изготовления**

В.Л. Александров

Условия эксплуатации установок центробежных электронасосов (УЭЦН) в нефтяных скважинах предъявляют жесткие требования к материалам, из которых изготовлены их детали, в частности вал насоса. Аналитические исследования показывают, что с его ненадежностью при эксплуатации связано более 40 % выходов из строя всего агрегата [1]. Вал насоса подвергается длительному воздействию крутящего момента, в том числе импульсного характера, в агрессивной среде с температурой более 80 °С. Основным материалом для валов УЭЦН более 20 лет является нержавеющая сталь 03Х14Н7В. Анализ причин выхода из строя валов показывает, что их недостаточная надежность, особенно в скважинах глубиной более 2000 м, обусловлена прежде всего неточностью выбора диаметра и недостаточно высокими эксплуатационными характеристиками стали 03Х14Н7В в данных условиях. При статическом расчете на прочность вала конструкторы пользуются известной зависимостью диаметра от предела текучести при кручении (как предельно допустимого напряжения) и крутящего момента с введением коэффициента запаса прочности для учета усталости металла. Точность расчета зависит от правильности определения и использования этих параметров и степени неопределенности запаса прочности.

При выборе материала для валов предпочтение отдают стали с более высоким пределом выносливости по справочным данным, в лучшем случае - по результатам испытаний стандартной агрессивной среде. Реальная рабочая среда значительно отличается от стандартной многокомпонентностью - концентрацией в водном растворе солей, ионов хлора, растворенного сероводорода, кислорода, величиной рН, наличием нефтепродуктов, на разных месторождениях указанные характеристики различны [2]. Поэтому введение коэффициента запаса прочности для учета влияния усталости металла и агрессивности рабочей среды не позволяет правильно выбрать диаметр и материал вала, так как малый запас прочности может привести к недостаточной надежности вала при эксплуатации и преждевременному разрушению от коррозионной усталости или импульсной перегрузки, излишний запас - к снижению экономических характеристик насоса, поскольку увеличение диаметра на 8-10 % снижает к.п.д. насоса на 4-6 % [3].

Надежность работы вала можно повысить, если при расчете и испытаниях материала учитывать максимально приближенные к эксплуатационным условия. На основании этого при изготовлении валов для ремонтных баз ОАО «НК «Роснефть» - Пурнефтегаз» и ОАО «Ноябрьскнефтегаз» была разработана методика определения допустимого диаметра вала в любом сечении и подбора материала для его изготовления с целью обеспечения надежной работы насоса. Исходили из того, что воздействие нагрузки на вал можно условно разделить на два этапа:

- установившийся режим работы насоса, когда вал работает только в условиях коррозионной усталости при кручении;

- работа при импульсных перегрузках.

На первом этапе надежность работы материала вала предлагается оценивать по его пределу выносливости, определенному на образцах при кручении на базе 107 циклов в температурно-коррозионных условиях рабочей жидкости. Данный параметр значительно зависит от многочисленных характеристик агрессивности рабочей жидкости. Поэтому до накопления необходимых справочных материалов для соблюдения условий моделирования рабочих условий усталостные испытания следует проводить в рабочей жидкости того месторождения, для которого предназначен насос. Предел выносливости значительно меньше предела текучести материала, и в упругой области он является напряжением, ниже которого не образуются очаги повреждаемости. В связи с отмеченным минимальный диаметр вала, определенный при расчете на прочность по пределу выносливости материала как по предельно допустимому напряжению, обеспечивает надежность вала на первом этапе работы и не требует необоснованных запасов прочности.

На первом этапе - при установившемся режиме работы насоса действующий крутящий момент соответствует максимальной мощности насоса и рассчитывается в зависимости от напора, подачи рабочей жидкости и сил трения в насосе’

На втором этапе вал работает на скручивание и его диаметр предлагается определять по предельно допустимому напряжению, в качестве которого выбран предел текучести материала, определенный при испытании на кручение, точнее, величина 0,9 тт, так как вал должен работать в упругой области напряжений, а предел текучести соответствует началу пластической деформации, равной 0,3 %. Импульсный расчетный крутящий момент должен быть, по крайней мере, не ниже пускового момента насоса

Учитывая, что импульсные перегрузки возникают не только при пуске, но и при засорении рабочей жидкости частицами горных пород, размыве пласта и других подобных воздействиях, которые могут быть преодолены за счет избыточного момента сил упругости вала, импульсный крутящий момент рассчитывается по формуле

Диаметр вала определяется по соответствующим для каждого этапа работы допускаемым напряжениям и крутящему моменту. При этом для установления допустимого диаметра выточек или среднего диаметра шлицев должна быть сделана поправка на коэффициент чувствительности к концентрации напряжений в зависимости от радиуса закруглений в выточках и шлицах и прочности материала вала. Из двух минимальных диаметров, полученных для усталостного нагружения при установившемся режиме работы насоса и для кручения при импульсной перегрузке крутящего момента, выбирается больший и проверяется коэффициент запаса прочности по отношению допускаемых напряжений к расчетным для каждого этапа. При этом выбранные допускаемые напряжения должны превышать расчетные любом сечении вала.

Анализ нескольких поломок валов с использованием разработанной методики показывает, что вал диаметром 17 мм из стали 03Х14Н7В, имеющей предел текучести при растяжении 850 Н/мм2, по величине касательных напряжений, возникающих при установившемся режиме, в УЭЦН на глубине 2000 м работает почти на пределе выносливости с коэффициентом запаса прочности не более 3 %. Импульсные перегрузки крутящего момента, связанные с пуском насоса, вал выдерживает по основному диаметру с коэффициентом запаса прочности по сравнению с допускаемым напряжением 0,9 тт не более 15 % и практически не выдерживает, если учитывать концентрацию напряжений в концевых шлицах. При небольшой импульсной перегрузке по сравнению с пределом текучести при кручении начинается пластическая деформация шлицев (скручивание) с дальнейшим выходом вала из строя. Таким образом, общепринятая методика расчета вала не соответствует условиям эксплуатации. Использование предлагаемой методики позволяет сделать вывод о правильности выбранного диаметра и материала вала, а также об их соответствии условиям эксплуатации. Увеличивать диаметр вала для снижения касательных напряжений от усталостного нагружения или импульсных перегрузок нерационально. Однако можно использовать для вала более прочную при кручении и усталостном нагружении коррозионно-стойкую сталь.

В настоящее время наиболее надежны и перспективны для валов УЭЦН нержавеющие высокопрочные стали мартенситно-аустенитного класса с высокой вязкостью разрушения и потенциальной способностью к упрочнению благодаря выделению дисперсных частиц, имеющие предел текучести при растяжении 1,15 - 1,50 кН/мм2 и ударная вязкость KCU+2O°C не менее 0,07 кН-м/см2. Мартенситно-аустенитная структура стали соответствует наибольшей вязкости и прочности, так как пластины мартенсита в стали с содержанием углерода менее 0,03 % окружены тонкими прослойками вязкого аустенита, задерживающего развитие зародышевых трещин. Мартенситная структура, особенно с выделениями дисперсных частиц интерметаллидных или избыточных фаз при термообработке стали, обусловливает ее высокую прочность. Такую структуру с различным соотношением мартенсита и аустенита, а также разными элементами для упрочнения мартенсита имеют стали серии ХМ американского стандарта ASTM, в частности сталь ХМ-12, по стоимости соответствующая стали 03Х14Н7В. Сравнительные данные о свойствах сталей 03Х14Н7В и ХМ-12 приведены на рисунке.

Предел текучести при растяжении стали ХМ-12 в зависимости от режима термообработки и ее химического состава в пределах марочного может составлять 1,15-1,30 кН/мм2, т.е. на 40-60 % выше, чем стали 03Х14Н7В, при ударной вязкости 0,08-0,12 кН-м/см2. При кручении предел выносливости и предел текучести при кручении соответственно на 30 и 38 % выше, чем у стали 03Х14Н7В.

Более чем двухлетние поставки валов из стали ХМ-12 в ОАО «НК «Роснефть» - Пурнефтегаз», ОАО «Ноябрьскнефтегаз» и ЗАО «Новомет - Пермь» показали высокую надежность работы погружных насосов с этими валами. Валы из стали ХМ-12 были установлены также на разработанной коллективом ОАО «НК «Роснефть» - Пурнефтегаз» сдвоенной модульной секции с функциями гидрозащиты и газосепаратора МС-ПГ-53 (патенты РФ №23908,44729, 2221322), производство которой освоено ООО «Каури» по лицензионному договору на использование изобретения. Модульная секция адаптирована к насосам американской фирмы «Центрилифт» и отечественным насосам, собрана на одном валу, что исключает фланцевое соединение и передачу вращения шлицевой муфтой. Исключение из конструкции системы этих двух факторов уменьшает вибрацию, передаваемую от узла газосепаратора к насосу. Использование стали ХМ-12 в качестве материала вала модульной секции повышает ее надежность в эксплуатации.

Таким образом, разработанная методика позволяет выбрать материал для изготовления вала, соответствующий условиям эксплуатации, и более точно определить его допустимый диаметр в любом сечении без введения необоснованных запасов прочности. В результате могут быть повышены срок службы вала, надежность работы насоса и его к.п.д. Приоритет методики установлен заявкой на получение патента РФ.

**Список литературы**

1. Кудряшов СИ. Повышение надежности погружных систем УЭЦН на примере опыта эксплуатации в ОАО «Юганскнефтегаза/Нефтяное хозяйство. - 2005. - № 6. - С. 126-127.

2. Перекупка А.Г., Семенов В. Н., Павлов П.В. Расчет коэффициента коррозионной активности среды при проектировании промысловых трубопроводов Нефтяное хозяйство. - 2005. -№6.-С. 130-131.

3. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования/Л.Г. Чичеров, Г.В. Молчанов, A.M. Рабинович и др. - М.: Недра, 1987.-146 с.

4. Михайлов А.К., Малашенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М.: Машиностроение, 1971. - 223 с.

Журнал «Нефтяное хозяйство» № 5, 2006