

Уточнённая методика заключается в том, что на первом этапе проектирования выбираются параметры исходного круглозвённого механизма. Расчет ведётся по методике, описанной в справочнике по геометрическому проектированию эвольвентных и червячных передач Болотовского И.А [2].

На втором этапе задаются числа волн центральных колёс M и N взаимозависимые (однотипные) циклические функции F , характеризующие траектории центра сателлита в системах координат, связанных с каждым из центральных зубчатых колёс.

На третьем этапе рассчитываются полярные координаты центра сателлита во множестве положений на траектории, заданной уравнением, а также предварительные величины углов поворота сателлита относительно данного центрального колеса. Для вычисления этих углов используются формулы методики, изложенной в статье «Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашины» (Волков Г. Ю., Смирнов В. В., Горбунов М. В.)

На четвертом этапе осуществляется корректировка значений углов поворота сателлита.

На заключительном этапе проектирования используются графические программы (например, КОМПАС). Сателлит строится во множестве положений, а профиль соответствующего некруглого зубчатого венца находится как огибающая семейства кривых – профилей сателлита. Предложенная методика проектирования, почти не усложняя процесс профилирования этих колёс, устраняет получавшееся ранее незначительное, но негативное явление сближения их венцов в критических фазах вращения ротора. Методика проектирования достаточно проста и доступна широкому кругу инженеров промышленных предприятий.

Вывод. Были рассмотрены методики расчета некруглых зубчатых колёс планетарного механизма роторной гидромашины. В рассмотренных методиках геометрический синтез начинается с поиска одного из центроид. На дальнейших этапах каждая методика отличается, так, например: Д. В. Фадюшин и Г. Ю. Волков разработали уточненную методику геометрического проектирования некруглых звеньев планетарно-роторных гидромашин, описанной в статье *Geometric Synthesis of the Planetary Mechanism for a Rotary Hydraulic Machine* (Volkov G.Yu., Kurasov D.A., Gorbunov M.V.).

Литература

1. Ан И. Кан. Геометрический расчет роторной гидромашины с некруглыми солнечными колёсами и плавающими сателлитами // Вестник машиностроения. – 2000. – Т. 9. – С. 22-24.
2. Болотовский И.А. Справочник по геометрическому проектированию эвольвентных и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
3. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колёса. – М.- Л.: МАШГИЗ, 1956. – 218 с.
4. Фадюшин Д. В., Волков Г. Ю. Методика геометрического проектирования некруглых зубчатых звеньев планетарной роторной гидромашины // Вестник ИжГТУ имени МТ Калашникова. – 2021. – Т. 24. – №. 2. – С. 40-45.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА НАПОРНОГО НЕФТЕПРОВОДА НА ПРИМЕРЕ ОБЪЕКТА В ВОСТОЧНОЙ СИБИРИ

Башуров К.А.

Научный руководитель доцент О.В. Брусник

¹*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

В соответствии с «Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2035 года» приоритетом является максимально возможное использование оборудования, имеющего подтверждение производства на территории Российской Федерации. Таким образом, актуальной является задача обеспечения повышения эффективности и времени наработки на отказ оборудования [6].

Целью исследования является выбор организационно-технических мероприятий по повышению эффективности эксплуатации насосного агрегата напорного нефтепровода.

Задачи исследования:

- изучить нормативно-техническую документацию по проектированию и эксплуатации насосных агрегатов;
- проанализировать организационно-технические мероприятия по повышению эффективности эксплуатации насосных агрегатов;
- провести статистический анализ времени наработки на отказ торцевых уплотнений насосных агрегатов;
- разработать рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации насосных агрегатов напорного нефтепровода.

Объектом исследования является насосный агрегат напорного нефтепровода НЦСН 180-800 УХЛ1 производства ООО «Линк-Продукт». Электродвигатель ВАО7А-560М-2 ХЛ1 производства НП ЗАО «Электромаш». Частотно-регулируемый привод отсутствует. Торцевые уплотнения валов насосного агрегата 361.C2.090.884 ЕК (19) производства ООО «НПК «ГЕРМЕТИКА». Конструкция торцевого уплотнения представлена на рисунке 1.

Ключевые слова: насосный агрегат, эффективность, торцевое уплотнение.

Согласно [3] классифицируем уплотнение следующим образом:

- конфигурация 1 – одно уплотнение на картриджный узел;
- контактное одинарное мокрое уплотнение с неподвижной дросселирующей втулкой – 1CW-FX;

- категория 2 - предназначена для использования в камерах уплотнения, с размером оболочки камеры, выбранной в соответствии с ГОСТ 32601;
- тип В - вращающееся металлическое сильфонное уплотнение (сбалансированное, с внутренним монтажом, картриджного типа) с аксиально неподвижным вторичным уплотнением. Элементами вторичного уплотнения являются резиновые уплотнительные кольца с круглым сечением.

Подробно остановимся на торцевом уплотнении. В эксплуатационной документации присутствует лишь один акт расследования инцидента по отказу торцевых уплотнений за 2022 год на объекте «А». Причина отказа технологическая – разряжение в корпусе насоса при выполнении технологических операций.

Остальные отказы не расследовались.

Всего, за время эксплуатации трех насосных агрегатов, на объекте «А» в период с августа 2021 г. по август 2023 г. произошло 12 отказов торцевых уплотнений. Был проведен статистический анализ времени наработки на отказ торцевых уплотнений. Диаграмма распределения представлена на рисунке 2.

Рисунок 2 можно использовать для прогнозирования времени наработки на отказ торцевого уплотнения. Так, например, вероятность того, что торцевое уплотнение выйдет из строя при наработке 5000 часов равна 75 %.

Вывод статистического анализа – средняя наработка на отказ – 3548 часов (148 суток), мода 1248; доверительный интервал 1907. По данным паспорта на торцевое уплотнение завод-изготовитель гарантирует минимальную наработку на отказ 8000 часов (333 суток).

Нормативно-техническая документация выдвигает основные требования к проектированию насосных агрегатов и их узлов, а также требования к безопасной эксплуатации насосных агрегатов [1–5].

Основные требования к торцевым уплотнениям согласно нормативно-технической документации следующие:

- герметизация оборудования и уменьшение утечек в атмосферу при минимальных затратах с целью обеспечения наибольшей степени надежности оборудования;

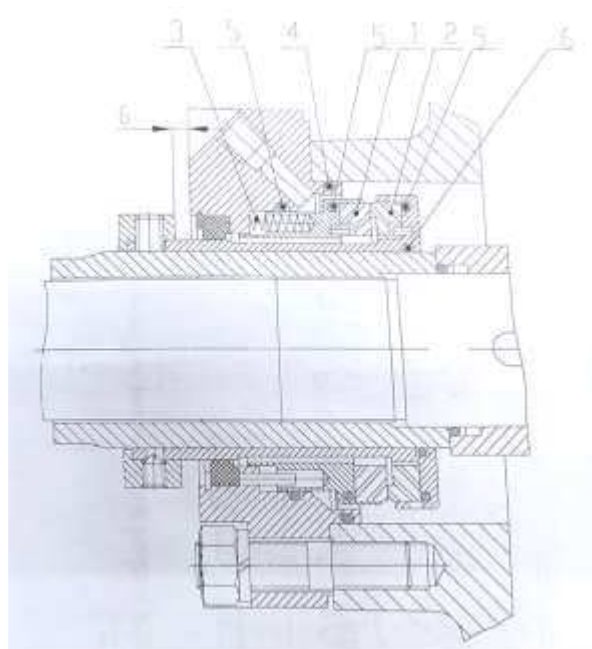


Рис. 1. Схема торцевого уплотнения 361.С2.090:

1 – кольцо уплотняющее; 2 – кольцо ответное;

3 – пружина; 4 – кольцо уплотнения по корпусу;

5 – кольцо уплотнения; 6 – кольцо уплотнения по валу

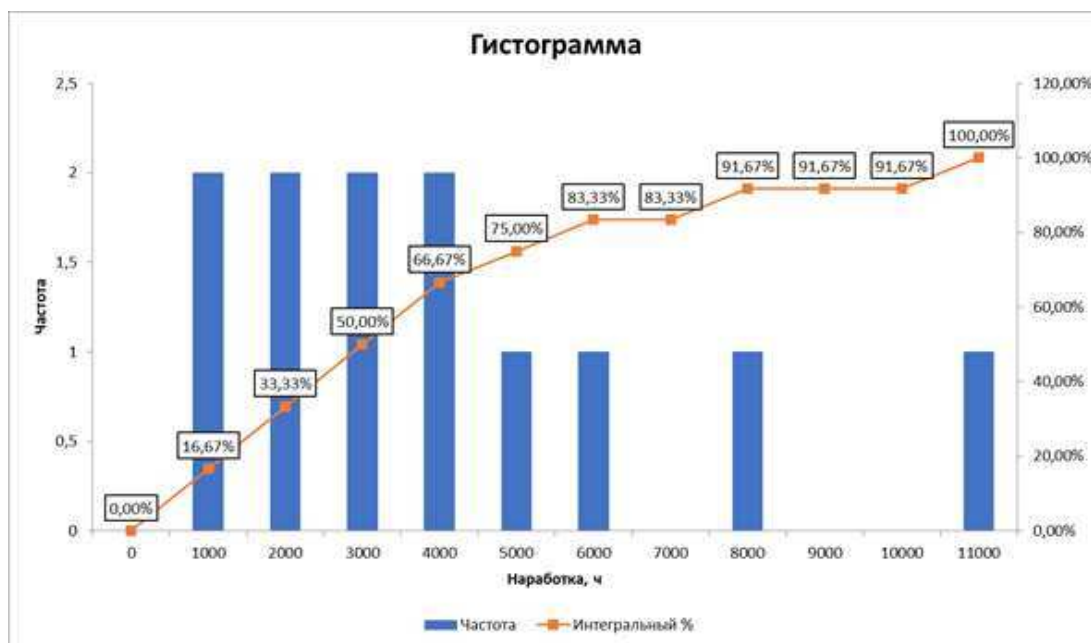


Рис. 2. Гистограмма выборки

- сбор и отвод всей утечки жидкости из области уплотнения;
- механические уплотнения должны быть разгруженного типа;
- все уплотнения должны работать непрерывно 25000 часов без необходимости замены;
- резервные уплотнения должны работать не менее 8 часов в условиях камеры уплотнения.

Для создания комплекса рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации насосного агрегата был проведен анализ организационно-технических мероприятий.

К организационно-техническим мероприятиям по повышению эффективности и надежности насосных агрегатов относятся следующие мероприятия:

- внедрение частотно-регулируемого привода;
- оптимизация типоразмера (замена ротора насоса);
- покрытие рабочих органов насоса полимерами;
- своевременный капитальный и текущий ремонт насосов;
- замена насосов на более современные;
- составление графиков технического обслуживания и ремонта по рекомендациям завода-изготовителя;
- разработка и своевременный пересмотр технологических регламентов эксплуатации оборудования;
- разработка производственных инструкций по выполнению определенных технологических операций.

К организационно-техническим мероприятиям по повышению надежности торцевых уплотнений насосных агрегатов относятся следующие мероприятия:

- принудительная смазка и охлаждение торцевых уплотнений;
- контроль параметров эксплуатации торцевых уплотнений – температура, давление, величина утечки;
- разработка производственных инструкций по выполнению определенных технологических операций;
- постоянная промывка торцевых уплотнений;
- упрочнение колец пар трения;
- замена торцевых уплотнений на другую конструкцию - применение торцевых уплотнений с резервной парой трения, с гидродинамическими желобками (канавками) на кольцах пары трения;
- разработка производственных инструкций по выполнению определенных технологических операций.

На основе проведенного анализа предложим акцентировать внимание на следующих организационно-технических мероприятиях:

- внедрение частотно-регулируемого привода;
- своевременный капитальный и текущий ремонт насосов;
- принудительная смазка и охлаждение торцевых уплотнений;
- контроль параметров эксплуатации торцевых уплотнений – температура, давление, величина утечки;
- замена торцевых уплотнений на другую конструкцию - применение торцевых уплотнений с резервной парой трения, с гидродинамическими желобками (канавками) на кольцах пары трения.

Рассмотрим некоторые рекомендации более подробно.

Частотно-регулируемый привод изменяет частоту подаваемого напряжения на обмотки электродвигателя, изменяя скорость вращения ротора. Преимущества частотно-регулируемого привода заключаются в плавности изменения частоты вращения вала насоса, возможности установки на любые электродвигатели, в том числе на специально не предназначенные для эксплуатации с частотно-регулируемым приводом, уменьшение износа оборудования за счет исключения циклов пуска-остановки в случае изменения объемов перекачки, автоматизация технологического процесса [7]. Недостатком частотно-регулируемого привода можно считать его стоимость. По проведенным расчетам удельные затраты на перекачку 1 м³ нефти при использовании частотно-регулируемого привода снижаются на 27 %.

Исходные данные:

– мощность, потребляемая электродвигателем насосного агрегата без частотно-регулируемого привода $N_{затр} = 530$ кВт;

- расход нефти через один насосный агрегат $Q = 162 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;
- номинальный расход нефти через один насосный агрегат $Q_n = 180 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$;
- номинальный напор насоса $H_n = 800$ м.
- номинальная мощность электродвигателя насосного агрегата $N_n = 530$ кВт;
- номинальная частота вращения вала электродвигателя $n_n = 2950 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

Текущее удельное энергопотребление:

$$P_{\text{тек}} = \frac{N_{\text{затр}}}{Q} = 3,27 \text{ кВт} \cdot \frac{\text{ч}}{\text{м}^3}.$$

Рабочая частота для требуемого расхода 162 м³/ч (для одного НА):

$$n_p = n_n \cdot \frac{Q}{Q_n} = 2950 \cdot \frac{162}{180} = 2655 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Частота работы электродвигателя:

$$n_{ред} = \frac{n_p}{3000} \cdot 50 = \frac{2655}{3000} \cdot 50 = 44,25 \text{ Гц.}$$

Напор и мощность насоса:

$$H_p = H_n \left(\frac{n_p}{n_n} \right)^2 = 800 \left(\frac{2655}{2950} \right)^2 = 648 \text{ м;}$$

$$N_p = N_n \left(\frac{n_p}{n_n} \right)^3 = 530 \left(\frac{2655}{2950} \right)^3 = 386,4 \text{ кВт.}$$

Удельное потребление энергии при работе с ЧРП:

$$P_{чрп} = \frac{N_p}{Q} = \frac{386,4 \cdot 2}{324} = 2,39 \text{ кВт} \cdot \frac{\text{ч}}{\text{м}^3}.$$

Системы принудительной смазки и охлаждения торцевых уплотнений работают на принципе непрерывной циркуляции жидкости через торцевые уплотнения независимо от режима работы насоса.

В ходе исследования были рассмотрены основные причины перегрева и отказов торцевых уплотнений:

- нарушение технологического процесса;
- «сухое трение» пар трения в результате разряжения в корпусе насоса;
- перегрев из-за превышения температуры перекачиваемой среды;
- попадание механических примесей в торцевое уплотнение.

Предлагаем внедрить систему принудительной смазки и охлаждения торцевых уплотнений, чтобы сократить и исключить влияние перечисленных выше факторов на безопасную эксплуатацию и продолжительность работы торцевого уплотнения. Для циркуляции с охлаждением рекомендуется использовать схему 21 из приложения Ж [3] (рисунок 3).

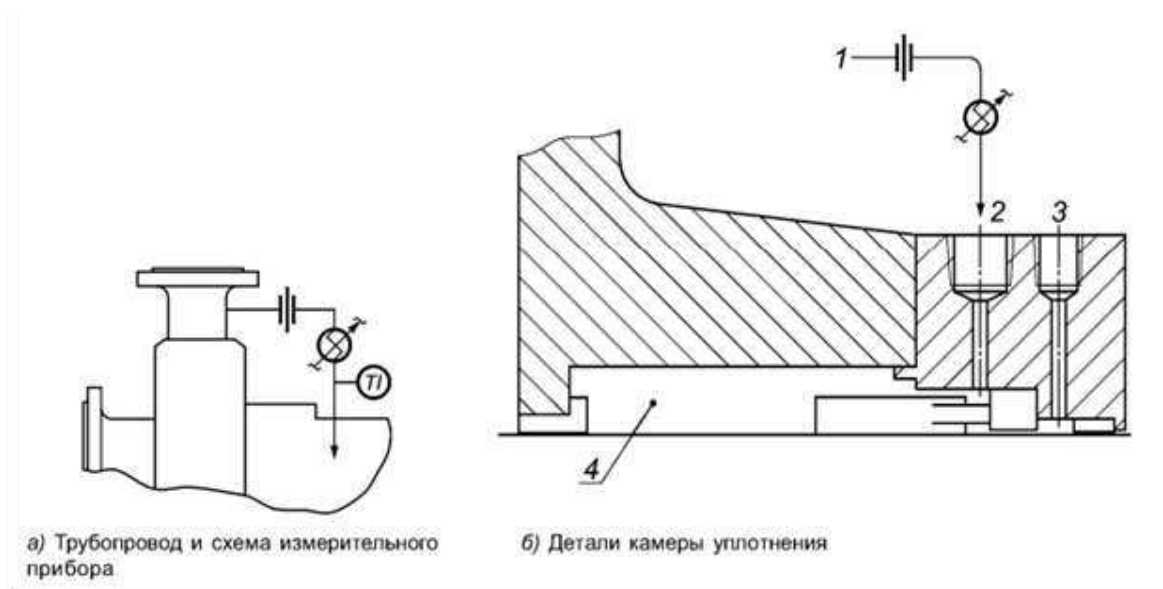


Рис. 3. Схема 21 промывки стандартного уплотнения:

1 — нагнетательное отверстие насоса;
 2 — промывочная жидкость (F); 3 — промывка/осушка (Q/D); 4 — камера уплотнения;
 TI — указатель температуры



Рис. 4. Место установки электронно-контактного манометра

К параметрам эксплуатации торцевого уплотнения относятся [3]:

- температура;
- перепад давления;
- величина утечки.

При должном контроле данных параметров можно регулировать технологический режим для увеличения срока службы торцевых уплотнений.

Для контроля давления внутри полости торцевого уплотнения предполагается установить электронный контактный манометр (рисунок 4). Это позволит в режиме реального времени отслеживать заданные параметры технологического режима.

Если торцевые уплотнения одной конструкции выходят из строя раньше времени, можно сделать вывод, что для данных условий эксплуатации торцевое уплотнение не подходит. В этом случае рекомендуется произвести замену торцевого уплотнения на конструкцию, полностью удовлетворяющую технологическому режиму.

Предлагаются следующие организационные мероприятия:

- корректировка графиков технического обслуживания и ремонта по рекомендациям завода-изготовителя и в зависимости от степени фактического состояния оборудования;
- своевременная актуализация технологических регламентов эксплуатации оборудования;
- проверка и повышение квалификации сотрудников с использованием цифровых технологий (в том числе VR и AR);
- периодическая проверка знаний работниками технологического регламента, производственных инструкций, инструкций завода-изготовителя, паспортов на оборудование, а также другой документации.

Заключение. Статистический анализ времени наработки на отказ торцевых уплотнений показал, что средняя наработка 3548 часов вместо 8000, заявленных заводом изготовителем. Причина – нарушения технологического процесса, которые вызывают разряжение в камере уплотнения, также повышенная температура торцевых уплотнений. Предложены рекомендации, направленные на увеличение времени наработки на отказ.

Литература

1. ГОСТ 27.002-2015. Надежность в технике. Термины и определения. Дата введения 2017-03-01. Введен 01.03.2017 г. – М.: Стандартинформ, 2018. – 23 с.
2. ГОСТ 31839-2012. Насосы и агрегаты насосные для перекачки жидкостей. Общие требования безопасности. Дата введения 2014-01-01. Введен 01.01.2014 г. – М.: Стандартинформ, 2013. – 20 с.
3. ГОСТ 32600-2013. Насосы. Уплотнительные системы вала для центробежных и роторных насосов. Общие технические требования и методы контроля. Дата введения 2014-11-01. Введен 01.11.2014 г. – М.: Стандартинформ, 2015. – 184 с.
4. ГОСТ 32601-2022. Насосы центробежные для нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности. Общие технические требования. Дата введения 2023-03-01. Введен 01.03.2023 г. – М.: Российский институт стандартизации, 2022. – 183 с.
5. ГОСТ Р 54806-2011. Насосы центробежные. Технические требования. Класс I. Дата введения 2011-12-13. Введен 13.12.2011 г. – М.: Стандартинформ, 2012. – 71 с.
6. Кутафин Д. О. Энергетическая стратегия Российской Федерации. Взаимодействие экономики и энергетики на период до 2035 года // Государственная служба и кадры. – 2017. – №. 2. – С. 20-28.
7. Миннихметов А. А., Хафизов Р. А. Мероприятия для повышения энергетической эффективности технологических процессов ЛПДС // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. – 2016. – №. 4. – С. 104-123.