

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕВЕРСИВНОЙ НАГРУЗКИ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ «ARIEL»

А.С. Сироткин

Научный руководитель ассистент С.С. Васенин

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

В процессе работы компрессорной установки, поршневой компрессор и его составляющие подвергаются различным нагрузкам: динамические (циклические), растягивающие и сжимающие, постоянно прикладываемые и снимаемые нагрузки, статические и тепловые, а также действие нереверсивной нагрузки на рабочие части компрессора, которую предстоит рассмотреть более детально. Каждая из нагрузок, особенно если она превышает допустимую, приводит к пагубным последствиям.

Их возникновение может вызвать масляное голодание поверхностей, чрезмерный нагрев, высокие напряжения и привести к усталостному разрушению, выкрашиванию поверхностей соприкосновения, появлению остаточной деформации, сопутствующей изменению геометрии деталей, а также выхода их из строя и соответственно самого агрегата.

Для обеспечения бесперебойной работы поршневого компрессора, необходимо их предотвращение.

Во-первых, в процессе проектирования компрессора разработчики должны учитывать газовые силы, которые они должны распределить правильно и направить в нужное направление для того, чтобы эти силы совершали полезную работу большего значения, т.е. повышали КПД компрессора. Учитывая данный пункт, они избегают от лишних нагрузок, прикладываемых газовыми силами на составные части. Например, правильно спроектированные клапана и «седла» не дадут газу выйти из камеры нагнетания в камеру разрежения у цилиндра двойного действия и нагрузить шатун с составляющими частями крейцкопфа. Во-вторых, лучший способ определить возможные проблемы с вибрацией, шумом и балансировкой машины – это проведение полноценных расчетов на стадии проектирования:

- Акустический расчет
- Механический расчет
- Анализ крутильных колебаний

Также ряды компрессора балансируются так, чтобы масса движущихся деталей двух противоположных рядов не выходила за пределы допуска (Например, у самой большой компрессорной машины разбалансировка составляет примерно 1,5 кг на одну из сторон). Все компоненты взвешиваются непосредственно в процессе сборки, заносятся в специальные документы. Возникшая разница в весе оппозитных рядов компенсируется установкой соответствующих балансировочных гаек.

Остановимся на исследовании одной из нагрузок и определим сопутствующие цели и задачи.

Цель работы: исследование реверсивной и не реверсивной нагрузки в компрессоре.

Задачи: а) Определить причины возникновения нереверсивной нагрузки;

б) Детерминировать их влияние на детали и механизмы насосного агрегата, а также представить некоторые результаты;

в) Предложить гипотезы, относящиеся к устранению нереверсивной нагрузки, а также некоторые реальные решения.

Реверсивная нагрузка в поршневом компрессоре - это нагрузка, сосредоточенная на одной из поверхности двух взаимодействующих деталей и меняющая точку приложения с определенной частотой.

Необходимость в реверсивной нагрузке возникла в силу того, что в процессе взаимодействия кривошипно-шатунного механизма с цилиндропоршневыми группами возникают большие усилия в процессе сжатия газа и их необходимо сконцентрировать на каком-либо участке. Если участок концентрации нагрузки будет один, то из-за большого количества усилий и напряжений, передаваемых на детали, возникнет чрезмерный нагрев поверхности, а также самой детали, её быстрый износ, в силу отсутствия смазки, а также деформация. Выход из данной ситуации таков, что необходимо создать несколько поверхностей и точка приложения нагрузки будет меняться периодически, в зависимости от движения поршня. Соответственно одна из поверхностей будет освобождаться для смазки, охлаждения и снятия напряжения.

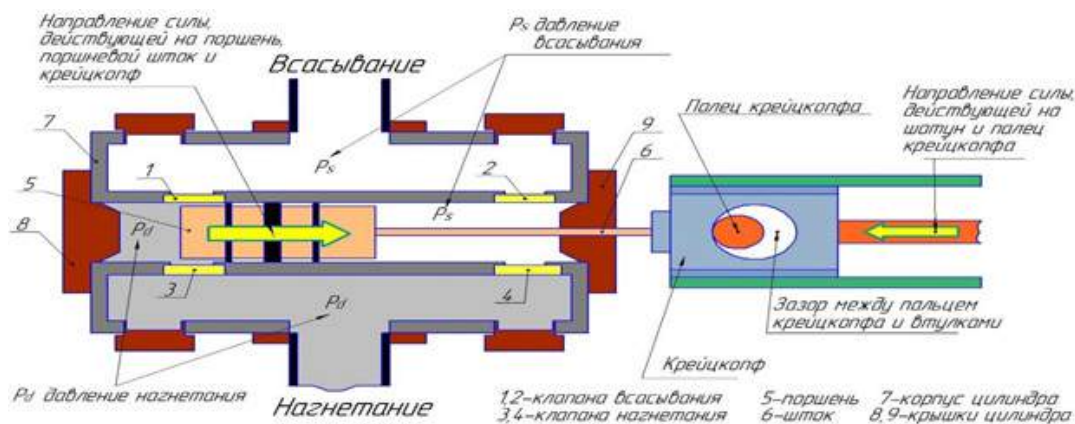


Рис. 1. Схема взаимодействия частей компрессора

Компрессор имеет камеру всасывания и камеру нагнетания в каждой из которых создаются давления определенной величины, а именно давление всасывания (Pressure suction) и давление нагнетания (Pressure discharge). $P_d \gg P_s$ Обратим внимание на направление газовой силы, действующей на поршень 5, поршневой шток 6 и крейцкопф, а также на направление силы, действующей на шатун и палец крейцкопфа. При анализе нагрузок необходимо учитывать, что силы, действующие на поршень, передаются на корпус крейцкопфа, а затем на палец, а сила от шатуна действует непосредственно на палец. В итоге, сумма всех сил сконцентрирована на одной из поверхностей соприкосновения поверхности крейцкопфа и пальца в зависимости от направления движения поршня, а точнее периода вращения шатунной шейки на коленчатом валу, т.к. он является ведущем звеном по отношению к поршню. При сжатии газа со стороны вала сила, действующая на поршень, тянет крейцкопф от колен-вала, шатун тянет палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны поршня. А именно при движении поршня вправо (шатунная шейка движется по окружности от $\pi/2$ до $3\pi/2$ по часовой стрелке, при условии, что цилиндры расположены горизонтально) силы сконцентрированы на правой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца.

В процессе компримирования со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону колен-вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны колен-вала. А именно при движении поршня влево (шатунная шейка движется от $3\pi/2$ до $\pi/2$ по часовой стрелке) силы сконцентрированы на левой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца. Благодаря этому реверсивная нагрузка обеспечивается, в зазор между пальцем крейцкопфа и втулкой попадает смазывающая жидкость, поверхности вовремя охлаждаются и не деформируются, следовательно, компрессор работает оптимально. Теперь представим ситуацию, когда нарушилась одна из конструктивных особенностей компрессора, а именно вышел из строя нагнетательный клапан со стороны крышки цилиндра.

Представим это на схеме:

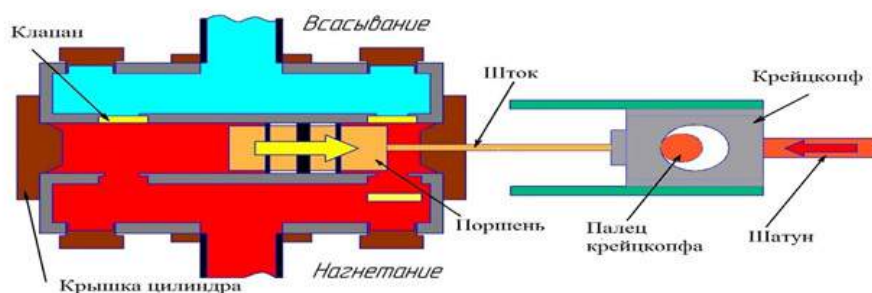


Рис. 2. Схема при выходе из строя нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра

В результате выхода из строя клапана нагнетания, камера сжатия со стороны крышки становится открытой и давление нагнетания воздействует на рабочие тела теперь как со стороны крышки цилиндра, так и со стороны колен-вала. При всасывании газа со стороны колен-вала сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону колен-вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны колен-вала. Ситуация не критична, никаких отклонений от оптимальной работы компрессора нет, и реверсивная нагрузка обеспечивается.

В процессе поглощения газа со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону колен-вала, палец крейцкопфа движется в сторону колен-вала, но газовые силы продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться. Таким образом, масло не попадает на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая и не охлаждая его и опорную поверхность. В итоге получается, что независимо от направления движения поршня, палец крейцкопфа опирается только на одну поверхность. Происходит износ и деформация не только втулок крейцкопфа, пальца и самого крейцкопфа, но и деталей, находящихся в одной цепи с этими деталями посредством которых происходит сжатие газа, а именно это шток поршня, шатун, клапан всасывания, поршневые кольца, а также напряжение передается на подшипники колен-вала.

Данная причина появления нереверсивной нагрузки не является единственной. Приведем некоторые причины, выявленные в процессе исследования:

В результате исследований были выявлены следующие причины появления нереверсивной нагрузки в поршневом компрессоре «Ariel»:

- Отказ нагнетательных клапанов со стороны крышки;
- Отказ всасывающего клапана со стороны колен-вала;
- Неправильная установка клапанов;
- Жидкость в цилиндре;
- Превышение нагрузки на шток;
- Работа цилиндра с деактивированной полостью со стороны колен-вала;
- Использовании цилиндров малых диаметров;

- Пониженной частоте вращения;
- Увеличенном мертвом пространстве со стороны крышки цилиндра.

Изучив причины, необходимо предложить гипотезы по борьбе с возникновением неревверсивной нагрузки. Разработаны следующие решения по обеспечению реверсивной нагрузки:

- 1) Установка датчиков температуры на клапана всасывания и нагнетания. Каждый датчик настраивается на определенный диапазон рабочих температур, и при выходе показаний за пределы будет издаваться сигнал, который будет регистрироваться;
- 2) Установка ультразвуковых импульсных датчиков, которые с определенной частотой будут подавать импульс на клапана. В режиме приема сигнала, приемник будет улавливать амплитуду сигнала, заранее настроенной на генераторе импульсов и если амплитуда сигнала падает, т.е. длина волны меняется (клапан деформируется или теряет целостность) то также издается оповещение;
- 3) Уменьшаем длину трубы от сепаратора до камеры всасывания во избежание конденсации газа. При этом избегаем гидроудар;
- 4) Временно снизить степень сжатия для разгрузки штока;
- 5) Регулировка мертвого пространства со стороны крышки цилиндра;
- 6) Не допустить нарушения конструктивных особенностей.

Предприняв действия по предотвращению причин возникновения неревверсивной нагрузки заблаговременно, приведет к оптимальной и длительной работе компрессора. Это обеспечит продолжительную работу компрессора, избавит предприятие от внепланового ремонта, а также остановки его функционирования, сохранит материалы, силы и средства. Предложенные решения могут стать толчком к началу принятия действий по сохранению долговечности агрегата, увеличения его ресурса и созданию дополнительных приборов или устройств, которые будут служить средством оповещения о нарушении конструктивных особенностей.

Литература

1. Биттнер Э., Семерка Б., Бичевой Р., «40 лет лидеру поршневого компрессоростроения» //Компрессорная техника и пневматика 2006. №4 с. 12 – 18;
2. Семерка Б., Шестоеров И., (Корпорация Ариель, США), Флейшман И., Буланов С. (Инженерный центр «Энергосервис») // Ред. 12.05.2016, Труды 15 международного симпозиума по компрессорам, Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский Политехнический Университет, 2010, стр. 52 – 62;
3. Титов А. (Ариель Корп.), Семерка Б., Бойко А. (Газпром) Доклад на втором Европейском форуме по поршневым компрессорам. 17-18 мая 2001 г., г.Гаага (Нидерланды). «Химическая техника» №5, 2013, с. 8 - 12»;
4. Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services/ API Standard 618. Fifth edition, December 2007. API Energy, 190 p.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ УЧАСТКА НЕФТЕГАЗОСБОРНОГО ТРУБОПРОВОДА С РУЧЕЙКОВОЙ КОРРОЗИЕЙ В УСЛОВИЯХ БОЛОТА III ТИПА

М.А. Филимоненко

Научный руководитель профессор П.В. Бурков

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Промысловые трубопроводы являются одним из важнейших элементов обустройства нефтяных месторождений, они обеспечивают процесс сбора и транспортировки нефтегазоводяной эмульсии от устья скважины до пункта сбора. В связи с растущими темпами добычи нефти в России вопрос о разработке новых месторождений и поддержании высокого уровня добычи углеводородного сырья на ранее разработанных месторождениях становится особенно актуальным, поэтому проблема технического состояния промысловых трубопроводов, находящихся в эксплуатации, выходит на первые позиции.

Больше всего нефти в России добывается на территории Западной Сибири [4], климатические условия которой характеризуются большим перепадом температур, большим количеством осадков, а так же наличием обширных болот. Поэтому при проектировании и эксплуатации промысловых трубопроводов необходимо учитывать все возможные факторы, оказывающие влияние на безопасную и безаварийную работу трубопроводов.

Одним из важнейших факторов, влияющих на работу промысловых трубопроводов, является ручейковая коррозия. Ручейковая коррозия, как правило, образуется по верхней или нижней образующей трубы в виде ручейков (желобов) [1].

Для анализа напряжений, появляющихся в промысловом трубопроводе при ручейковой коррозии, был выбран нефтегазосборный трубопровод внешним диаметром 426 мм с толщиной стенки 8 мм, рабочее давление 4,0 МПа Среднебалыкского месторождения. Данное месторождение расположено в Нефтеюганском районе Ханты-Мансийского автономного округа Тюменской области, средняя плотность перекачиваемого пластового флюида равна 900 кг/м³.

Трасса данного трубопровода проходит через болото III типа, характеризующееся тем, что оно заполнено растекающимся торфом и водой с плавающей торфяной коркой [2]. Данный трубопровод имеет положительную