

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С РЕЗЕРВНЫМ УЗЛОМ ЗАЩИТЫ

Бесперебойный транспорт нефти и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам во многом зависит от надежной работы насосного агрегата и, в частности, наиболее ответственного узла центробежных магистральных насосов торцового уплотнения.

Анализ работы насосного оборудования показывает, что число его отказов вследствие выхода из строя торцовых уплотнений в последние годы заметно снизилось. Однако достигнутые результаты не должны останавливать нас перед проведением научных исследований, направленных на дальнейшее повышение надежности торцовых уплотнений. Направление необходимых исследований подсказывают причины выхода из строя уплотнений.[1]

Износ деталей уплотнения – фактор закономерный, но величина его во времени может быть различной. Существенное влияние на износ торцового уплотнения оказывают типы системы разгрузки и охлаждения торцовых уплотнений, качество перекачиваемой нефти (наличие и вид механических примесей, солей, газов), а также режимы перекачки: пуски и остановки насоса, количество одновременно работающих насосных агрегатов, величина давления на приеме и выходе насосной станции и пиковые колебания давления при гидравлических ударах.

Увеличение износа торцового уплотнения под воздействием перечисленных факторов, кроме внезапного повышения давления, предотвращается рациональным выбором материала контактных колец торцового уплотнения. Хорошо зарекомендовал себя композиционный материал на основе карбида вольфрама, обеспечивающий высокую износостойкость и теплопроводность при низком коэффициенте трения.

Герметичность, а, следовательно, и надежности торцового уплотнения при резком повышении давления в камере уплотнения, может быть обеспечена только при определенном соотношении конструктивных размеров элементов торцового уплотнения, ибо высокое давление уплотняемой среды вызывает деформацию контактных колец, т.е. нарушает параллельность рабочих поверхностей. Величина деформации зависит от формы радиального сечения кольца и положения уплотнительного резинового элемента на нем.

Целью настоящей работы является моделирование торцового уплотнения в среде Autodesk Inventor и получение оптимальной геометрии контактных колец трения.

В работе мы рассмотрели торцовое уплотнение типа УТН-120С. За основу данного уплотнения приняты торцовые уплотнения одинарного типа ТМ-120 и УНИ, уже зарекомендовавшие себя длительной эксплуатацией на насосах магистральных трубопроводов.[2]

Дополнительным элементом является узел защиты. Узел защиты должен обеспечить герметичность вала по корпусу насоса в случае отказа торцового уплотнения от момента возникновения давления в камере резервного уплот-

нения и срабатывания автоматической системы отключение насосного агрегата до момента полного закрытия задвижек на линии всасывания и нагнетания.

На рисунке 1 представлена 3D модель торцового уплотнения типа УТН-120С.



Рисунок 1 – 3D модель торцового уплотнения типа УТН-120С

Расчет и подбор оптимальной геометрии колец пары трения торцового уплотнения

Угол поворота сечения кольца и отклонение контактной поверхности от рабочей плоскости можно определить:

$$\varphi = (M_c + M_t) \frac{R_c}{E I}, \quad (1)$$

где M_c – момент от внешних сил;

M_t – изгибающий температурный момент;

R_c – радиус центра тяжести кольца;

E – модуль упругости материала кольца;

I – момент инерции сечения кольца.

Чтобы свести к нулю угловую деформацию контактных колец, необходимо форму сечения кольца выбрать такой, при которой момент от внешних сил будет мало отличен от нуля:

$$M_c = \sum Q_i l_i = 0; \quad (2)$$

где Q_i – сила, действующая на кольцо;

l_i – расстояние от центра тяжести сечения до места приложения силы Q_i .

На рисунке 4 представлены геометрические характеристики контактных колец.

Форма сечения кольца определяется ее геометрическими характеристиками (рисунок 4) – $d_1, d_2, d, d_0, b_1, b_2$.

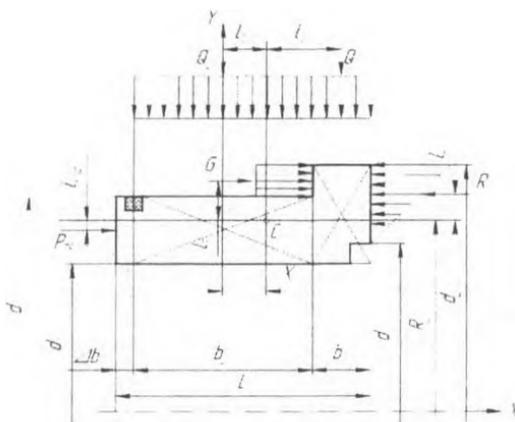


Рисунок 2 – Геометрические характеристики контактных колец

Из уравнения равновесия осевых сил, приложенных к аксиально-подвижному кольцу,

$$p_{\text{пр}} + G - R \pm T = 0.$$

однозначно определяется соотношение между диаметрами аксиально-подвижного кольца с учетом действующего давления p посредством выбора коэффициента гидравлического уравновешивания:

$$K = \frac{d_2 - d_1}{d_2 - d_1} \quad (3)$$

Величины d_0 , d_1 и d_2 всегда определяются конструктивно, а d – из соотношения (3) при условии, что для давления среды $p > 1$ МПа $0,55 < K < 0,6$. Здесь

$p_{\text{пр}} - [p_{\text{уд}} - (K - 0,5)p] \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$ – усилие сжатия пружины; $R = 0,5 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$ – расклинивающие усилие, действующие на контакте пары трения;

$G = K p \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$ – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на гидравлически неуравновешенную площадь аксиально-подвижного кольца; T – сила трения кольца, подвижного в осевом направлении, о корпус уплотнения (в расчете не учитывается); $p_{\text{уд}}$ – удельное нагружение контакта, выбираемое для пар трения экспериментально $p_{\text{уд}} = 0,4 + 0,6$ МПа.

Составим уравнение моментов внешних сил относительно центра тяжести сечения, с учетом условия:

$$p_{\text{пр}} l_{\text{р}} + R l_{\text{R}} + Q_2 l_{\text{Q}_2} - G l_{\text{G}} - Q_1 l_{\text{Q}_1} = 0 \quad (4)$$

где $Q_1 = \pi p d_2 b_1$ – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на участке b_1 ;

$Q_2 = \pi p d_2 b_2$ – усилие от давления уплотняемой среды, действующее на участке b_2 ;

$l_{\text{р}}, l_{\text{R}}, l_{\text{Q}_2}, l_{\text{G}}, l_{\text{Q}_1}$ – расстояние от центра тяжести до точки приложения соответствующих сил (см. рисунок 2)

$$l_{r_n} = R_r \frac{d_n + d}{4}; \quad l_c = \frac{d_n + 2d}{6} - R_r;$$

$$l_{Q_1} = \frac{b_1 + b_2}{2}; \quad l_{Q_2} = \frac{d + d_n}{4} - R_r; \quad l_{Q_3} = x_r.$$

Из рисунка 3: $b_1 + b_2 + \Delta b = L$.

Обозначив $\frac{b_1}{L} = B_1$; $\frac{b_2}{L} = B_2$, и пренебрегая ввиду малости $\frac{\Delta b}{L} = 0$, где L — длина кольца, имеем:

$$B_1 + B_2 = 1 \quad (5)$$

Решая совместно (3) и (5), определяем соотношение размеров кольца b_1 и b_2 , удовлетворяющее условию (1).

На рисунке 5 показана оптимальная форма сечения контактного кольца.

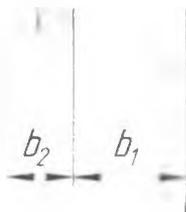


Рисунок 3 — Оптимальная форма сечения кольца

Принцип герметизации торцового уплотнения основан на создании гидравлического сопротивления в торцовом щелевом зазоре контактного пояса пары трения. Гидравлическое сопротивление создаваемое щелевым зазором достигается прецизионной обработкой контактных поверхностей колец пары трения ($R_a = 0,08 - 0,16$ мкм и отклонением от плоскостности $0,6 - 0,9$ мкм)

В ходе проведенного моделирования торцового уплотнения типа УТН-120С, выполнен расчет действующих сил на пару трения и получено, что для конструкции торцового уплотнения, имеющей при диаметре вала 120 мм размеры $d_2=150$ мм, $d_1=136$ мм, $d_0=130$ мм, $K=0,575$ и $d=142$ мм при давлении среды 1 МПа (10 кгс/см²), отношение размеров $b_2/b_1=2,61$. Для той же конструкции, но при давлении среды 5 МПа (50 кгс/см²), это соотношение $b_2/b_1=0,95$. То есть с повышением давления среды необходимо изменять форму сечения кольца, уменьшая размер b_2 . Этому условию отвечает форма сечения кольца, показанная на рисунке 3.

Список цитированных источников

1. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др. Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1994. — 448 с.

2. Голуб М.В., Харламенко В.И. Давление в зазоре контактной пары трения торцового уплотнения. // РНТС. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. — М.: ВНИИОЭНГ, 1983, №9. — С. 9—10.

3. Голуб М.В. Отчет по научно-исследовательской работе. Исследование условий работы уплотнений нефтяных магистральных насосов, обоснование параметров уплотнений. Брест, 1986.