

Рис. 1. Схема угловой сборочной конструкторской размерной цепи для исходного звена от плунжерного насоса:

α_1 - отклонение от соосности оси II отверстия плунжера от оси III наружного цилиндра плунжера (ОКБ плунжера); α_2 - отклонение от соосности оси III наружного цилиндра плунжера от оси IV отверстия втулки (ОКБ втулки) за счет зазора; α_3 - отклонение от перпендикулярности оси IV отверстия втулки от торца V (ОКБ втулки и ВКБ прокладки); α_4 - отклонение от параллельности торцов V и VI прокладки (ВКБ и ОКБ прокладки); α_5 - отклонение от перпендикулярности торца VI корпуса (ВКБ1 корпуса) и оси расточки I корпуса (ВКБ2 корпуса).

УДК 621.891.67-762

Голуб В.М., Голуб М.В.

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НАСОСОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ

Одним из наиболее ответственных элементов системы трубопроводного транспорта является насос. От его работоспособности зависит непрерывная и своевременная поставка нефти потребителю. На магистральных нефтепроводах агрегаты имеют единичную подачу до 12,5 тыс. м³/ч, а современные нефтеперекачивающие станции представляют собой

Определяем номер степени точности

$$n = 2,18 \cdot \left[\ln \frac{7,46 \cdot 500}{10} - \ln \left(\frac{1,6^{\ln 25}}{25} + \frac{1,6^{\ln 25}}{25} + \frac{1,6^{\ln 40}}{40} + \frac{1,6^{\ln 160}}{160} + \frac{1,6^{\ln 10}}{10} \right) \right] + 1 = 14,16$$

Принимаем 14 степень точности.

По ГОСТ 24643-81 назначаем допуски на составляющие звенья с учётом интервалов меньшей стороны углов: $AT_1 = 250$ мкм; $AT_2 = 250$ мкм; $AT_3 = 300$ мкм;

$AT_4 = 600$ мкм; $AT_5 = 160$ мкм.

Проверяем соотношение приведённых назначенных допусков и приведённого допуска замыкающего звена

$$\sum_{i=1}^k \frac{AT_i}{L_i} = \frac{250}{25} + \frac{250}{25} + \frac{300}{40} + \frac{600}{160} + \frac{160}{10} = 47,25 \leq \frac{AT_{\Delta}}{L_{\Delta}} = 50$$

Точность замыкающего звена обеспечивается.

При распределении допуска замыкающего звена на составляющие звенья методом равных допусков, средний допуск составляющего звена будет равен

$$AT_{cp} = \frac{AT_{\Delta}}{k} = \frac{500}{5} = 100 \text{ мкм}$$

Для разных звеньев этот допуск соответствует от 9 до 13 степени точности. Таким образом, требуется большая точность составляющих звеньев.

Предложенная методика проектных расчетов угловых размерных цепей позволяет значительно снизить трудоемкость определения рациональных допусков составляющих звеньев и может быть полезна конструкторам и технологам машиностроительных предприятий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2т. М.: Издательство стандартов, 1989. - Т1 220с.
2. Точность и производственный контроль в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. А.К. Кугая М: Машиностроение, 1983, 367с.

Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент каф. машиноведения Брестского государственного технического университета.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор, зав. каф. машиноведения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Машиностроение, автоматизация, ЭВМ

гие эффективные технологические схемы перекачки нефти при высоких давлениях (до 10 МПа) не реализованы из-за отсутствия надежных уплотнений.

На современных насосах герметизация выхода вала из корпуса насоса осуществляется уплотнениями торцового типа как наиболее эффективными.

Торцовые уплотнения состоят из корпуса, двух контактных колец (одно из которых вращается, а второе, обычно аксиально-подвижное – не вращающееся), пружин и эластичных вторичных уплотнительных элементов, таких как резиновые кольца круглого сечения или манжеты.

На магистральных насосах применяют, в основном, так называемые одинарные торцовые уплотнения, реже двойные с подачей в полость корпуса уплотнения между контактными парами запирающей жидкости под давлением.

1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЙ

Работа контактных уплотнений торцового типа характеризуется режимом трения основного элемента – пары трения, смазка которой осуществляется перекачиваемой средой. Перекачиваемая по трубопроводам нефть в полной мере не отвечает требованиям, предъявляемым к смазкам узлов трения. В частности нефть, обладая сравнительно хорошей маслянистостью, содержит различные примеси в виде абразивных частиц песка и твердых химических соединений, пластовые воды, сераорганические и хлороорганические соединения, растворенные в различных количествах, сопутствующие газы (азот, сероводород, углекислый газ и др.).

При промывке резервуаров и очистке трубопроводов содержание механических примесей в нефти возрастает и доходит до 0,1% и более.

Попадая в контакт уплотнения механические частицы царапают рабочие поверхности, нарушают их геометрию и герметичность. Интенсивному абразивному износу подвергаются кольца пары трения. Под действием механических примесей изнашиваются уплотнительные резиновые кольца аксиально-подвижного узла уплотнения. Механические частицы, попадающие под резиновое уплотнительное кольцо втулки, истирают его. В месте контакта резинового кольца и корпуса уплотнения образуется выработка. Резиновые кольца из некоторых сортов резиновых смесей разбухают в нефти и заклинивают аксиально-подвижную втулку, а при повышенных температурах резиновые кольца деформируются.

Пластовые воды, находящиеся в нефти, вызывают коррозию деталей уплотнения. Коррозионное влияние их зависит от концентрации водородных ионов и возрастает с увеличением количества растворимых в воде газов, особенно сероводорода.

Минеральные соли содержатся как в воде, диспергированной в нефти, так и в высокомолекулярных компонентах нефти. Минеральные соли отлагаются на горячих поверхностях уплотнений, образуя прочные корки.

Парафины и смолы отлагаются в камерах и полостях уплотнения, где расположены пружины и, затвердевая, нарушают подвижность узла уплотнения.

2. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

В настоящее время в эксплуатации находятся торцовые уплотнения типа "ТМ" и "УНИ".

Торцовое уплотнение "УНИ" показано на рисунке 1, торцовое уплотнение "ТМ" – на рисунке 2.

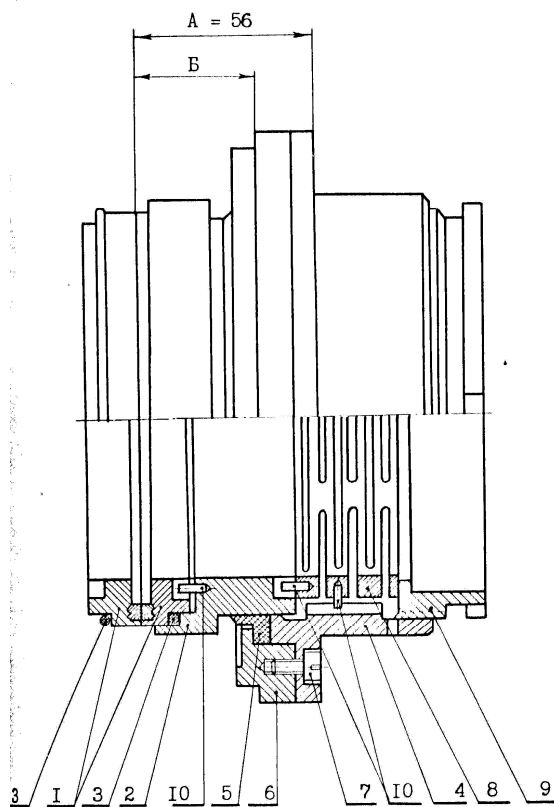


Рис. 1. Конструкция унифицированного узла торцового уплотнения типа УНИ:

- 1) кольца контактные; 2) аксиально-подвижная втулка; 3) резиновые кольца; 4) корпус уплотнения; 5) манжета; 6) фланец; 7) винт; 8) пружина; 9) регулировочная гайка; 10) штифты.

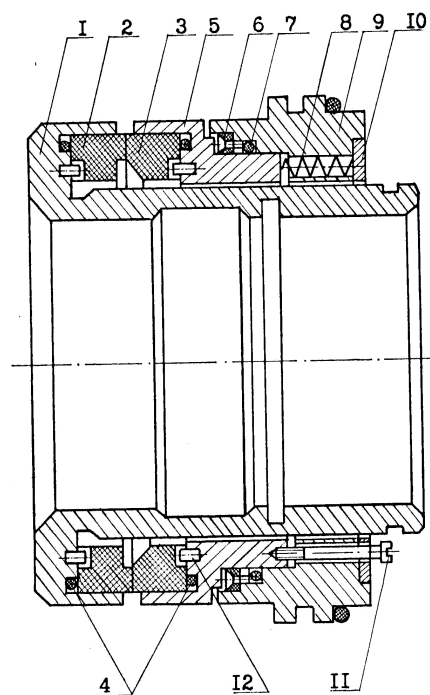


Рис. 2. Конструкция уплотнения типа ТМ:

- 1) втулка вала; 2, 3) контактные кольца; 4, 7) резиновые кольца; 5) аксиально-подвижная втулка; 6) манжета; 8) пружины; 9) корпус уплотнения; 10) пластина; 11) винты; 12) штифты.

Важными факторами, определяющими конструктивные особенности уплотнения, являются: давление уплотняемой среды, ее физико-химические свойства, габариты уплотнения, линейные скорости скольжения пары трения. При высоких (более 2,5 МПа) давлениях среды торцовое уплотнение должно быть гидравлически разгруженным с коэффициентом гидравлической разгрузки равным:

$$0,55 < K = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2 - D_1^2} < 0,6,$$

где D_1 – внутренний диаметр контактного пояса;
 D_2 – наружный диаметр контактного пояса;
 d – диаметр аксиально-подвижной втулки (диаметр подвижного соединения, где установлен вторичный уплотнительный элемент).

На насосах магистральных нефтепроводов с давлением перекачки нефти на выходе насосной станции $p=6,5$ МПа, максимальное давление в камере торцового уплотнения третьего насосного агрегата составляет порядка $p_y=4,5$ МПа.

Под действием перепада давления, усилия пружин и реакции опор, кольца пары трения деформируются. Значительные деформации получают кольца, изготовленные из материалов с малыми модулями упругости (углеродистые стали, пластмассы, бронзы, алюминий). Деформация кольца вызывает угловой сдвиг контактной поверхности с раскрытием стыка. Существенное влияние на величину деформации колец оказывает изменение температуры на контакте пары трения.

При проектировании торцового уплотнения необходимо свести к нулю угловую деформацию контактных колец. Этого можно добиться путем выбора материала, формы сечения контактного кольца и выбора места установки резинового уплотнительного элемента. Контактные кольца следует выполнять взаимозаменяемыми. Установка контактных колец в аксиально-подвижную втулку и гильзу вала на резиновых кольцах устраняет перекосы при вращении и обеспечивает их виброустойчивость.

Учитывая определенную агрессивность уплотняемой среды, детали уплотнения, в том числе и пружины, необходимо изготавливать из конструкционных нержавеющей сталей, уплотнительные элементы – из масло-термостойких резиновых смесей на основе фтористого каучука СКФ-32 и им подобных. К ним относятся насыщенные фтором скользкие резины ИРП-1225. Диаметр сечения резинового кольца для герметизации аксиально-подвижного сопряжения, с целью обеспечения плотного контакта должен быть не менее $d_0=5$ мм. Величина натяга в сопряжении резинового кольца – 0,25...0,30 мм на диаметр. Внутренний диаметр резинового кольца при посадке в канавку (на вал) принимается на 4...6 мм меньше диаметра канавки (вала).

Высокие требования предъявляются к шероховатости поверхностей, по которым контактирует резиновое уплотнительное кольцо. Шероховатость обработанных цилиндрических поверхностей скольжения не должна превышать $Ra \leq 0,63$ мкм, а шероховатость поверхностей канавки $Ra \leq 1,25$ мкм.

Зазор в сопряжении между аксиально-подвижной втулкой и корпусом должен обеспечить свободное перемещение втулки даже при перекосах и выбирается в пределах $\delta = 0,2...0,3$ мм.

В конструкции уплотнения аксиально-подвижный узел следует принимать не вращающимся. Линейная скорость скольжения ограничивается трибологическими характеристиками материалов колец пары трения. Важную роль играет высокая износостойкость материалов колец пары трения особенно при уплотнении абразивосодержащих сред с плохой смазывающей способностью.

3. ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОЛЕЦ ПАРЫ ТРЕНИЯ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ И ИХ РЕМОНТ

Материалы колец пар трения торцовых уплотнений должны быть коррозионностойкими к уплотняемым средам, термостойкими в рабочем диапазоне температур, обладать достаточной прочностью и жесткостью при рабочих давлениях уплотняемой среды. Сочетания материалов пары трения должны обеспечивать хорошие антифрикционные характеристики. Кратковременная работа при дефиците смазки не должна выводить уплотнение из строя.

Наибольшее распространение применительно к маловязким жидкостям с плохой смазочной способностью получили пары трения, одно кольцо которых изготовлено из стали, чугуна, керамики или твердых сплавов, а другое из углеграфитовых материалов, бронз или материалов на основе пластмасс.

В качестве одноименных материалов колец пар трения торцовых уплотнений валов нефтяных насосов широкое применение получили силицированные углеграфиты СГ-П и износостойкие покрытия ТМ рабочих поверхностей на основе порошков карбида вольфрама и медьсодержащей матричной связки [1]. В этом случае механические абразивные частицы, попадая в контакт колец пары трения, не создают существенного нарушения геометрии поверхностей. Сравнительные триботехнические характеристики наиболее часто применяемых материалов колец пар трения приведены на рисунке 3.

Герметичность торцового уплотнения может быть достигнута только при условии максимального и постоянного контакта плоскостей пары трения. Это обеспечивается их тщательной обработкой. Кольца пар трения изготавливают путем механической обработки на металлорежущих станках с доводкой рабочих поверхностей путем шлифования и притирки. Кольца из силицированного углеграфита и с износостойкими покрытиями из твердых материалов шлифуют кругами типа "КЗ" или алмазными кругами. Доводка выполняется на притирочных станках алмазными пастами различной зернистости [2].

Как показывает опыт эксплуатации торцовых уплотнений типа "ТМ" и "УНИ" за последние годы, корпусные детали не изменяют своих геометрических размеров и формы. Происходят только изменения шероховатости контактных поверхностей колец. Чаще теряют свои свойства резиновые уплотнительные кольца за счет старения и пружины, которые забиваются парафинистыми и смолистыми отложениями. Отработавшие уплотнения подлежат разборке, дефектовке деталей и их восстановлению.

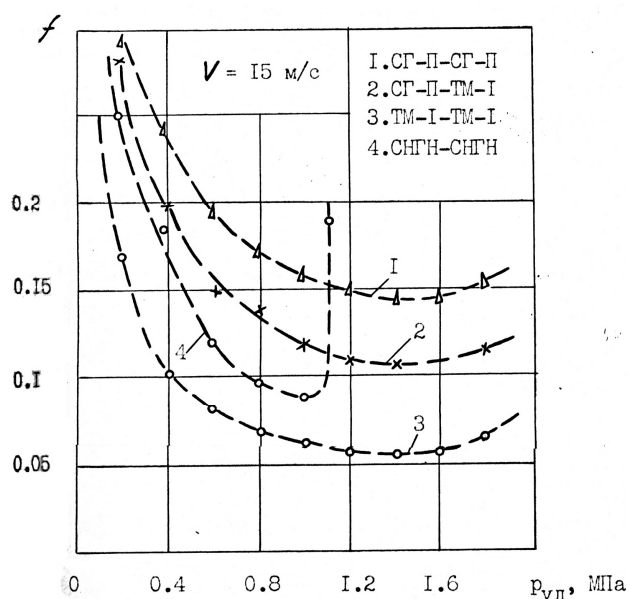


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения f от удельного нагружения контакта $p_{уд}$ для пар трения в нефти.

Восстановление заключается, в основном, только в доводке контактных поверхностей колец пар трения до шероховатости $Ra \leq 0,16$ мкм и отклонения от плоскостности $\delta = 0,0006$ мм. Резиновые кольца и дефектные пружины заменяют новыми.

После сборки уплотнение испытывают в соответствии с методикой испытания и обкатки на специальных стендах на режимах близких к эксплуатационным. Результаты испытаний заносят в паспорт.

УДК 621.891.67-762

Голуб В.М., Холодарь Б.Г.

ШИРИНА КОНТАКТНОГО ПОЯСКА ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА ВЕЛИЧИНУ УТЕЧКИ

Описание протечки жидкости через тонкие щели является достаточно сложной проблемой, для решения которой используются различные математические модели. Сложность вопроса связана не только с необходимостью введения целого ряда параметров (констант), описывающих реологические свойства жидкости в щели, но еще в большей степени с трудностями получения решения даже простейших задач, что определяется нелинейным характером поведения среды. В это же время инженерный подход требует наличия более простых решений, позволяющих производить назначение конструктивных параметров уплотнения на предварительной стадии проектирования.

С этой целью рассмотрим вопрос о протечке жидкости через канал прямоугольного поперечного сечения в одномерном приближении, когда давление жидкости по сечению канала однородно ($p = const$). Роль усилия предварительного поджатия колец уплотнения при этом подлежит дополнительному рассмотрению и во многом определяется непосредственным конструктивным исполнением устройства и параметрами теплового режима его работы. Так как наружный и внутренний радиусы колец уплотнения много больше, чем их ширина в плоскости протечки, то фактически вязкость жидкости может быть представлена зависимостью $\eta = \eta(p, y)$, где $p = p(x)$ – давление жидкости по оси x , y – координата по высоте щели, x – координата вдоль радиального направления кольца уплотнения.

Из уравнений течения жидкости получим:

$$\tau = -y \frac{\partial p}{\partial x},$$

$$V = \frac{\tau}{\eta} = \frac{\tau}{\eta_0 \exp(\alpha p + f(y))} =$$

$$= -y \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{\eta_0 \exp(\alpha p + f(y))},$$

где τ – касательные напряжения в слоях жидкости, V – скорость течения, η_0 – начальная вязкость, зависящая от уровня температуры жидкости и соответствующая течению жидкости в достаточно больших объемах (не в микронных щелях), α – коэффициент, определяющий зависимость вязкости от уровня

Восстановление торцовых уплотнений позволяет значительно сократить расходы на изготовление и эксплуатацию торцовых уплотнений на насосных станциях.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб М.В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама меди и никеля. – Эффект безызносности и триботехнологии №1, Москва, 1994, с. 24-39.
2. Харламенко В.И., Голуб М.В. Эксплуатация насосов магистральных нефтепродуктопроводов. М.: "Недра", 1978, 231 с.

давления [1], $f(y)$ – функция, учитывающая влияние адгезионных поверхностных свойств жидкости и канала.

Секундный массовый расход жидкости через щель равен

$$Q = \int dm = \int_{-h}^h \rho b V dy =$$

$$= -2\rho b \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{\eta_0 \exp(\alpha p)} \int_0^h y \exp(-f(y)) dy, \quad (1)$$

где принято, что канал имеет прямоугольное сечение $b \times 2h$; ρ – плотность жидкости.

Если $f(y)$ – известная функция, то интеграл

$$H = \int_0^h y \exp(-f(y)) dy \quad (2)$$

всегда может быть определен численно. Если, например,

$f(y) = const$, то $H = C \cdot \frac{h^2}{2}$. Здесь константу можем

принять равной $C = 1$ и тогда получим:

$$Q = -\frac{\rho b \partial p}{\eta_0 \partial x} \exp(-\alpha p) h^2. \quad (3)$$

Так как расход во всех сечениях щели одинаков, то

$$\frac{\partial p}{\partial x} \exp(-\alpha p) = -\frac{Q \eta_0}{\rho b h^2} = -A. \quad (4)$$

Отсюда находим распределение давления вдоль оси канала

$$p(x) = -\frac{1}{2} \ln(\alpha A x + \exp(-\alpha p_0)), \quad (5)$$

где учтено, что в сечении щели $x = 0$ давление равно избыточному давлению жидкости $p = p_0$.

Из второго граничного условия (избыточное давление $p=0$ при $x = L$) находим связь между длиной щели, давлением p_0 и расходным параметром A

Холодарь Борис Григорьевич, к.т.н., доцент каф. сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.