



УДК 621.81: 62-82

## ЗНАЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПЛОТНИКА В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРАХ

**А.М. Халиков**

*Научно-исследовательский институт рыбоводства*

**А.Э. Уришев**

**К.Б. Ташпулатов**

*Национальный исследовательский университет «Ташкентский институт инженеров  
ирригации и механизации сельского хозяйства»*

**Аннотация.** В статье важно, чтобы уплотнители сохраняли свою работоспособность независимо от различных погодных условий или воздействия пыли и влаги путем расчета как разрывного давления, так и рабочего давления цилиндра для преодоления статического и динамического трения, возникающего между поверхностью и отверстием цилиндра. Качественные уплотнители предотвращают попадание воды, пыли или других загрязнений, повышая эффективность операций. Также для повышения ресурса и надежности уплотнителей описаны уплотнительные комплексы, обеспечивающие несколько ступеней уплотнителей основного назначения, дополнительные стояночные уплотнители периодического действия, аварийно-повторяющиеся системы и системы охлаждения, защиты и смазки.

**Ключевые слова:** герметология, конструктивный, композиционный, эластомер, работоспособность, концентрический, эксцентриситет, эксплуатация.

### ВВЕДЕНИЕ

Существует проблема герметизации соединений при разделении сред в силовых агрегатах, механизмах передачи, резервуарах хранения. Использование неразъемных соединений, получаемых сваркой, пайкой, прессованием, часто невозможно из-за условий эксплуатации. В связи с этим в технике широко применяются уплотнительные элементы и специальные устройства, а также точные способы обработки поверхностей и пригонки деталей, например, в устройствах типа золотников [1].

Уплотнители настолько широко используются в технике, и их производство настолько велико, что некоторые предприятия специализируются только на производстве элементов уплотнительной техники, а сама уплотнительная техника начала существовать как отрасль науки и техники.

Герметизирующая техника или герметология - отрасль техники, разрабатывающая научные основы и практические методы герметизации объектов, проектирования и эксплуатации герметизирующих устройств. Их работоспособность во многом определяет ресурс работы и надежность различных технических объектов, в том числе агрегатов и узлов гидравлических и пневматических установок автомобильной техники.



Уплотнительное устройство или уплотнитель - устройство, предназначенное для разделения сред, предотвращения или уменьшения утечки сред через подвижные или разъёмные неподвижные соединения до допустимых пределов [3].

Общими элементами различных типов уплотнений являются уплотняемые контактные поверхности соединений и уплотнение, обеспечивающее герметичность. На работоспособность уплотнителя влияют эксплуатационные, конструктивные, технологические, технико-экономические и экологические факторы.

Наиболее важными из них являются:

- особенности рабочей и окружающей среды;
- свойства герметизируемых соединений и уплотнительных материалов;
- режим работы;
- допустимые пределы просачивания;
- общий ресурс и срок использования;
- токсичность и химическая агрессивность сред.

Часто для повышения работоспособности создаются комбинированные уплотнители и сложные уплотнительные комплексы.

Уплотнитель - уплотняющий элемент контактного уплотнительного устройства (специальная деталь, пара или совокупность деталей) [4]. В бесконтактных уплотнителях функцию уплотнителя выполняет жидкая, газообразная или композиционная среда, заполняющая полость уплотнителя.

В зависимости от свойств материала уплотнители делятся на механические (детали из твердых тел, например, углеграфит или стальные кольца), резиновые или эластомерные (например, резиновые кольца или манжеты), композиционные, наполнительные, жидкостные (например, специальные и разделительные жидкости).

Уплотнительное соединение является герметичным, и простые герметизирующие узлы не всегда достаточно эффективны, особенно при работе в сложных условиях и использовании на ответственных объектах (энергетические установки, аппараты химического производства и т.д.) [2]. Для повышения ресурса и надежности уплотнителей создаются уплотнительные комплексы, обеспечивающие, в основном, несколько ступеней уплотнителей основного назначения, дополнительные стояночные уплотнители периодического действия, аварийно-повторные системы и системы охлаждения, защиты и смазки.



Неразъемные герметичные соединения получают при сборке изделий паянием, склеиванием, прессованием и т. п. Если такие соединения должны обеспечивать передачу движения, то применяются специальные муфты с диафрагмами, разделяющими полости. В них иногда используется действие электростатических или магнитных полей.

### **МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ**

Надежность оборудования имеет важное значение в требовательной области правоохранительных и военных операций. Тактики полагаются на оборудование, которое работает не только в экстремальных условиях, но и защищено от тяжелых воздействий окружающей среды. Передовая технология уплотнения играет важную роль в защите чувствительного оборудования, что обеспечивает его оптимальную работу, когда это наиболее важно.

Современные технологии уплотнения создают надежный барьер от внешних факторов, что крайне важно для поддержания функциональности и надежности тактического оборудования. Важно, чтобы правоохранительные органы и военные средства, такие как средства связи, оружие или средства наблюдения, сохраняли свою работоспособность независимо от погодных условий или воздействия пыли и влаги. Качественные уплотнители предотвращают попадание воды, пыли или других загрязнений, повышая эффективность операций [7].

Передовая технология уплотнения значительно увеличивает долговечность и срок службы защитных коробок. Предотвращая проникновение вредных элементов, уплотнители обеспечивают идеальное состояние оборудования, снижая необходимость частого технического обслуживания или замены [9]. Инновационные уплотнительные механизмы, такие как полимерные уплотнительные кольца и клапаны выравнивания давления, сохраняют водо- и воздухо непроницаемость, продлевая срок службы коробок и их компонентов.

При анализе конструкции цилиндров подуплотнения рассматриваются как линейно-упругие. Это редко верно при рассмотрении самого уплотнителя для конкретного применения. Кроме того, фактическое разрывное давление и рабочее давление цилиндра в основном зависят от индивидуальных особенностей уплотнения и свойств материала. Наиболее распространенными типами уплотнений, которые могут использоваться как в статических, так и в динамических условиях, являются уплотнительные кольца. Вес штока цилиндра и поршня увеличивает давление на уплотнительное кольцо в нижней части поршня и уменьшает сжатие в верхней части. Предполагается, что уплотнительные кольца обеспечивают достаточную силу для удержания



поршня и штока [11]. Эти силы часто зависят от жесткости поршня и цилиндра, размера, предварительного сжатия и эксцентриситета (рис. 1).

Сжатие уплотнительного кольца - это процент сжатия в поперечном сечении, а удлинение - это процент увеличения внутреннего диаметра. Сжатие и растяжение являются важными свойствами материала, и оба они взаимосвязаны [8]. Для многих применений уплотнительных колец процентное уменьшение ширины поперечного сечения составляет половину процента уменьшения внутреннего диаметра, т. е. и удлинение, и удлинение уплотнительного кольца, и сжатие зависят от геометрических размеров

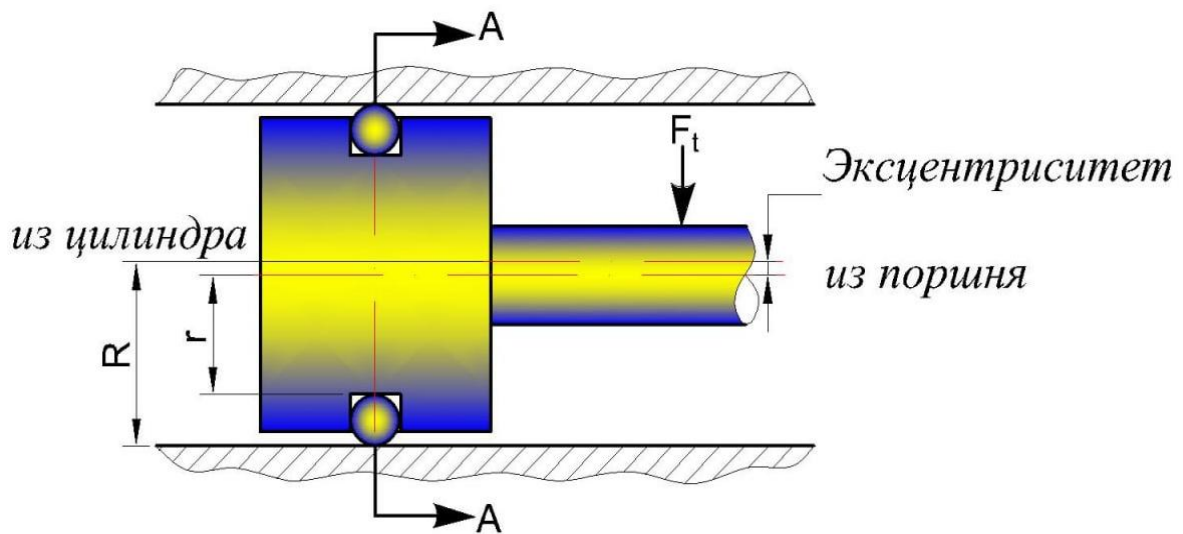


Рис.1. Схема уплотнительного кольца с собранным поршнем.

уплотнительного кольца, поршня, канавки и отверстия (рис. 2). Это выражается следующим образом:

$$S_t = 0 \quad \text{если } D_g < D_i$$

$$S_t = \left\{ \frac{D_g - D_i}{D_i} \right\} \times 100\% \quad \text{если } D_g \geq D_i \quad (1)$$

где  $D_g$  - диаметр канавки поршня,

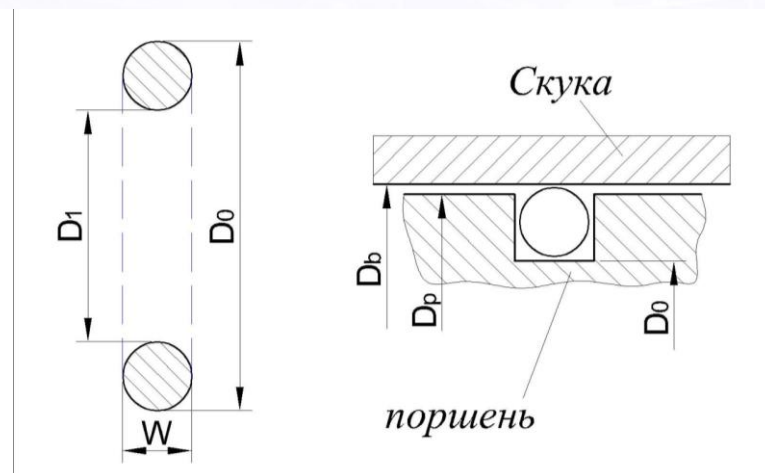
$D_i$  - внутренний диаметр уплотнительного кольца

Ширину поперечного сечения уплотнительного кольца  $i'$  после растяжения можно записать в виде ширины его первоначального поперечного сечения  $i$ , как показано ниже:

$$w^1 = w - dw = w \left( 1 - \frac{dw}{w} \right) = w(1 - 0,5S_t) \quad (2)$$

Следовательно, истинное сжатие в поперечном сечении равно 5.

$$S_a = \frac{w^1 - 0,5(D_g - D_t)}{w^1} = 100\% \quad (3)$$



**Рис.2. Параметры уплотнительного кольца.**

Фактически, фактическое сжатие уплотнительного кольца во многом зависит от характера установки и геометрии. Соотношение между фактическим давлением и величиной эксцентриситета, возникающей между поршнем и цилиндром, приведено ниже.

$$S_a = \frac{w-\Delta}{w} \quad (4)$$

$S_a$  – величина фактического сжатия,

$W$  - диаметр поперечного сечения(ширина ) уплотительного кольца.

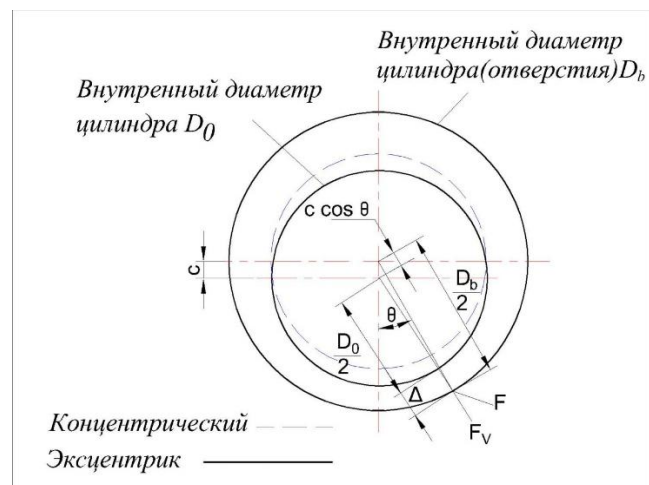
$$\Delta = \frac{D_b - D_g}{2} - \varepsilon \cos \theta$$

$D_b$  - внутренний диаметр цилиндра

$D_r$  - диаметр поршневой канавки

$\varepsilon$  - общий эксцентриситет

$\theta$  = место фактического сжатия.



**Рис.3. Схема параметрического уплотнительного кольца**

Номинальное давление для концентрического расположения цилиндра и поршня определяется по формуле:



$$S_n = \frac{w-0.75(D_b-D_g)}{w} \quad (5)$$

$$S_a = S_n - \frac{\varepsilon}{w} \cos \theta \quad (6)$$

Определение суммарной силы, возникающей в результате сжатия уплотнительных колец в системах поршень-цилиндр, играет важную роль в борьбе с внешними боковыми нагрузками. Основываясь на эмпирических и теоретических данных, общее уравнение силы  $F$ , необходимой для сжатия уплотнительного кольца, определяется следующим образом:

$$F = Ke^{cS} \quad (7)$$

где  $K, C$  - константы, основанные на поперечном сечении уплотнительного кольца и твердость по Шору  $A$  [10]

Приведенное выше экспоненциальное уравнение дает силу, приходящуюся на единицу длины окружности уплотнителя. Для различных сечений уплотнительных колец и твердости по Шору  $A$  значения  $K$  и  $S$  обычно определяются экспериментально. В таблице 12-2 приведены некоторые типичные значения  $K$  и  $S$ .

Вертикальная составляющая силы  $F$  как функция от  $\theta$  представлена в виде

$$F_v = F \cos \theta \quad (8)$$

Уравнение (8) определяет вертикальную силу, удерживающую поршень в цилиндре в любой точке уплотнительного кольца. Следовательно, сложение всех восстанавливающих вертикальных сил вокруг уплотнительного кольца дает общую восстанавливающую силу, направленную на концентрирование поршня внутри цилиндра. Обычно это достигается путем простой интеграции, как показано ниже.

$$\sum F_v = \sum_{i=1}^N Ke^{c[S_n + \frac{\varepsilon}{w} \cos(\theta N)]} \cos(\theta N) \quad (9)$$

где  $N$  = общее количество сегментов одинаковой длины единичной длины (например, 1 дюйм).

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Исходя из приведенной выше общей восстанавливающей силы, действующей перпендикулярно поверхности цилиндра, можно дополнительно рассчитать силу трения, препятствующую движению поршня. Таким образом, для преодоления статического и динамического трения, возникающего между поверхностью уплотнителя и отверстием цилиндра, можно рассчитать как разрывное, так и рабочее давление цилиндра. Коэффициент статического трения примерно в 2-3 раза больше коэффициента динамического трения. В условиях смазки пограничного слоя динамический коэффициент трения



составляет около 0,1. Однако динамический коэффициент трения многократно меняется в зависимости от условий эксплуатации. Используя эти значения, можно рассчитать разрывное давление цилиндра и рабочее давление в цилиндре, как показано в следующем примере.

#### **Литературы:**

1. Fitch, E. K. Proaktivnoye obslujivaniye mexanicheskix sistem. Oksford, Angliya: Elsevier Advanced Technology, 1992.
2. Djonson, Dj. L. Proyektirovaniye elektrogidravlicheskih sistem dlya upravleniya promyshlennym dvizheniyem. Klivlend, Ogayo: Parker Fluid Power, 1991.
3. Martini, Leonard. Prakticheskoye proyektirovaniye uplotneniy. Nyu-York: Marcel Dekker, Inc., 1984.
4. Makkloy, D. i X. R. Martin. Upravleniye gidravlichesкими potokami. London, Angliya: Longman Group, 1973.
5. Mear, L.I. Theoretical model to determine effect of ingress on turbine discs [Text] / L.I. Mear, J.M. Owen, G. Lock // «GT2015-42326», Proceeding of the ASME Turbo Expo, 2015. – Vol.11.
6. Muller, Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine/ Y. Muller// ASME-Pap-GT-2008-50078.
7. Капинос, В.М., Улучшенный алгоритм поступенчатого расчета проточной части турбины по параметрам за последней ступенью/ В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, В.В. Навроцкий, С.П. Науменко // Вестн. НТУ «ХПИ», , 2004.- №11.- С.105-108.
8. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб./ А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. - М.: Машиностроение, 2008. - Т.3. - 227 с.
9. Muller Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of a jet engine// ASME-Pap-GT-2008-50078.
10. Kapinos V.M., Pustovalov V.N., Na-vrocky V.V., Naumenko S.P. The improved algorithm step-by-step account of a flowing turbine part with the using of the parameters behind last stage// Kharkiv, Ukraine, National Technical University, № 11, 2004, p. 105-108. (in Russian).
11. Inozemcev A.A. Design bases of aircraft engines and power plants: textbook/ Inozemcev A.A., Nihamkin M.A., Sandracky V.L. -Moscow.: Mashinostroenie, 2008.-Volume 3 -p. 227.