

РАСЧЕТ УПЛОТНЕНИЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН НА ПРИМЕРЕ ШЕСТЕРЕНЧАТЫХ И АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН (МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНЫХ УТЕЧЕК)

А. А. Ильющенко, А. В. Синецкий

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Беларусь*

Научные руководители: Ю. А. Андреевец, Д. В. Лаевский

Гидравлические и пневматические машины и агрегаты имеют весьма широкое, непрерывно возрастающее применение в различных отраслях техники: химическом и энергетическом машиностроении, авиации, судостроении, автомобильной промышленности и др. Уплотнительные устройства являются одним из основных элементов, от которых во многом зависит надежность действия, а также дальнейшее развитие гидравлических и пневматических машин и механизмов. Однако уплотнения являются в то же время и наиболее слабым звеном в гидравлических системах. При выходе уплотнений из строя гидравлические агрегаты становятся неработоспособными, а в отдельных случаях может появиться опасность аварии.

Среди актуальных вопросов и проблем, требующих рассмотрения, необходимо отметить следующие:

1. Надежность герметизации и долговечность при высоких давлениях.
2. Защита контактных уплотнений при применении высоких давлений и наличии относительного движения.
3. Надежность герметизации при высоких угловых скоростях валов.
4. Разработка теории смазки уплотнений и определение утечки.

Все уплотнительные устройства по характеру уплотняемых соединений подразделяются на следующие три основные группы:

- для соединений с возвратно-поступательным движением деталей (уплотнения штоков и поршней);
- для соединений с вращательным движением (уплотнения валов);
- для неподвижных соединений (уплотнения доньев, крышек и др.).

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на два вида:

- контактные, осуществляющие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям;
- бесконтактные, работающие при наличии щелей (зазоров) в соединениях.

Уплотнительные устройства должны удовлетворять конкретным условиям работы проектируемого гидравлического агрегата или механизма. Ниже приводятся основные требования, предъявляемые к уплотнительным устройствам.

1. Обеспечение необходимой степени герметизации соединений с учетом условий работы агрегатов.
2. Долговечность уплотнений должна обеспечивать заданное число рабочих циклов агрегата или срок службы.
3. Обеспечение наименьших потерь на трение и минимальных утечек.
4. Отсутствие чрезмерного разогрева агрегата при работе от действия сил трения в уплотнениях.

Утечка жидкости через соединения с радиальными контактными уплотнениями

Утечка жидкости через контактные уплотнения при вращательном движении значительно меньше, чем при возвратно-поступательном движении. По мере увеличения износа при остановке вала появляется значительная утечка жидкости (до 100 см^3); а после выработки избытка резины в сечении кольца, создававшего предварительный натяг, наступает прорыв жидкости.

При определении долговечности после появления утечки жидкости более $10 \text{ см}^3/\text{ч}$ уплотнение считалось условно вышедшим из строя, хотя оно и было еще работоспособным. Критерий выхода уплотнений из строя по величине относительной утечки должен определяться конкретными требованиями, предъявляемыми к данной машине.

Как следует из опытных данных, для резиновых радиально-контактных уплотнений утечка жидкости обычно увеличивается с ростом факторов, определяющих износ уплотнений: с увеличением давления жидкости p , скорости вала v и времени работы T . Утечка жидкости уменьшается с увеличением предварительного натяга уплотнительного элемента, устанавливаемого, при сборке относительно вала, с увеличением отношения длины уплотнения V :

$$Q_y = F[(p'_{rf}), L, \frac{p_r}{p}, p_0, d, \eta, v]. \quad (1)$$

Величина максимально возможной утечки жидкости из радиально-контактного уплотнения может быть представлена следующей зависимостью:

$$Q_y \approx \frac{C_1 d v^{k_3}}{\eta t' (\frac{p_r}{p})^{k_1} (1 - d^{-z})} C_0, \quad (2)$$

где η – коэффициент динамической вязкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; d – диаметр вала, см ; C_0, C_1 – опытный коэффициент; v – скорость вала; p – давление на манжету, атм ; p' – давление под манжетой, атм ; t' – ширина контакта манжеты с валом, см ; k_1, k_3 – коэффициенты [1, с. 97].

При работе уплотнения должен быть натяг. Если зазор больше 0, уплотнение выходит из строя. Пределы изменения Z : $0 < Z < 1$. При $L = 0$ $Z = 1$ – в начале работы, при $b = k_2(p'_{rf})^{mi}$ $Z = 0$ – при выходе уплотнения из строя. Z принимаем равный 1 для новой манжеты.

В условиях проводимых опытов (веретенное масло 2, температура масла $60 \text{ }^\circ\text{C}$, чистота обработки $h 7$, биение вала $0,05 \text{ мм}$, для маслостойкой резины).

Произведем расчет максимально возможной утечки через манжетное уплотнение для шестеренчатого и аксиально-поршневого насосов гидромашин для новых манжет:

– для шестеренчатого насоса:

$$Q_y = \frac{3600 \cdot 4 \cdot 10^{-10} \cdot 2 \cdot (1,047 \cdot 10^{-2})^{0,05}}{0,358 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot (\frac{2}{5})^{0,7} \cdot (1 - 2^{-1})} = 0,019 \frac{\text{см}^3}{\text{ч}},$$

где $\eta = 0,358 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $d = 2 \text{ см}$; $C_0 = 1$; $C_1 = 4 \cdot 10^{-10}$; $v = 1,047 \text{ м/с}$; $p = 5 \text{ атм}$; $p' = 2 \text{ атм}$, [1, рис. 44]; $l' = 0,2 \text{ см}$, $k_1 = 0,7$; $k_3 = 0,05$, $z = 1$ (так как манжета является новой);

– для аксиально-поршневого насоса:

$$Q_y = \frac{3600 \cdot 4 \cdot 10^{-10} \cdot 4,5 \cdot (3,534 \cdot 10^{-2})^{0,05}}{0,358 \cdot 10^{-2} \cdot 0,2 \cdot \left(\frac{1,1}{10}\right)^{0,7} \cdot (1 - 4,5^{-1})} = 0,048 \frac{\text{см}^3}{\text{ч}},$$

где $\eta = 0,358 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $d = 4,5 \text{ см}$; $C_0 = 1$; $C_1 = 4 \cdot 10^{-10}$; $v = 3,534 \text{ м/с}$; $p = 10 \text{ атм}$; $p' = 1,1 \text{ атм}$, [1, рис. 44]; $l' = 0,2 \text{ см}$, $k_1 = 0,7$; $k_3 = 0,05$, $z = 1$ (так как манжета является новой).

Данные значения максимально возможных утечек для обеих гидромашин не превышают $10 \text{ см}^3/\text{ч}$.

Уплотнения неподвижных соединений

Уплотнения неподвижных соединений по конструктивным особенностям можно подразделить на уплотнения без промежуточных элементов и на уплотнения с промежуточными элементами; по виду профиля – плоские и фасонные; по характеру работы – на уплотнения, у которых давление рабочей среды уменьшает давление между сопряженными поверхностями (не самоуплотняющиеся) и на уплотнения, у которых при увеличении давления рабочей среды увеличивается контактное давление между сопряженными поверхностями (самоуплотняющиеся). Без промежуточных элементов обычно выполняются плоские соединения, у которых герметичность обеспечивается за счет шлифовки или шабровки сопряженных поверхностей.

Расчет уплотнительных колец для аксиально-поршневой гидромашин

Кольцо передней крышки

Исходные данные: материалом колец принимаем морозостойкую резину В-14; модуль упругости резины: $E = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$; диаметр сечения кольца: $d_2 = 5,8 \text{ мм}$; внутренний диаметр кольца: $d_1 = 78,4 \text{ мм}$; диаметр канавки: $D_1 = 80 \text{ мм}$; высота канавки: $h = 4,5 \text{ мм}$.

Коэффициент растяжения кольца:

$$\alpha = \left[\frac{D_1 + d_2}{d_1 + d_2} \right] = \left[\frac{80 + 5,8}{78,4 + 5,8} \right] = 1,019.$$

Степень сжатия кольца:

$$\varepsilon = \left[\frac{d_2 - h}{d_2} \right] 100 \% = \left[\frac{5,8 - 4,5}{5,8} \right] 100 \% = 22,4 \%$$

Среднее контактное давление (для $+20 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$p_{\varepsilon(20)} = 1,25\varepsilon E \cdot 10^{-2} = 1,25 \cdot 22,4 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-2} = 1,4 \text{ МПа}.$$

Контактное давление, необходимое для герметичной работы при температуре до $-60 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$p_{\varepsilon(-60)} = p_{\varepsilon(20)} + m\Delta t = 1,4 + 0,017 \cdot 35 = 1,995 \text{ МПа},$$

где $\Delta t = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ – разность между минимальной эксплуатационной температурой и температурой, при которой начинается резкое падение контактного давления (-25°).

Кольцо задней крышки

Аналогично рассчитываем уплотнительное кольцо задней крышки.

Исходные данные: диаметр сечения кольца: $d_2 = 8,5$ мм; внутренний диаметр кольца: $d_1 = 133$ мм; диаметр канавки $D_1 = 141$ мм; высота канавки $h = 6,8$ мм.

Коэффициент растяжения кольца:

$$\alpha = \left[\frac{D_1 + d_2}{d_1 + d_2} \right] = \left[\frac{137 + 8,5}{133 + 8,5} \right] = 1,028.$$

Степень сжатия кольца:

$$\varepsilon = \left[\frac{d_2 - h}{d_2} \right] 100 \% = \left[\frac{8,5 - 6,8}{8,5} \right] 100 \% = 20 \%$$

Среднее контактное давление (для $+20$ °С):

$$p_{\varepsilon(20)} = 1,25\varepsilon E \cdot 10^{-2} = 1,25 \cdot 20 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-2} = 1,25 \text{ МПа.}$$

Контактное давление, необходимое для герметичной работы при температуре до -60 °С:

$$p_{\varepsilon(-60)} = p_{\varepsilon(20)} + m\Delta t = 1,25 + 0,017 \cdot 35 = 1,845 \text{ МПа.}$$

При температурах ниже -60 °С материал, из которого изготовлено кольцо, разрушится и герметичность нарушится.

Величина утечки через крышку $Q_y = 0$.

Литература

1. Макаров, Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1973. – 232 с.
2. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – М. ; Киев : Техника, 1977. – 320 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ФЕРРОМАГНИТНЫХ АБРАЗИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Н. М. Кульгейко, А. С. Симанович

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Беларусь

Научный руководитель Г. В. Петришин

Одним из перспективных методов финишной обработки деталей является метод магнитно-абразивного полирования (МАП). Сущность метода: магнитно-абразивный порошок располагается между полюсами электромагнитов, создавая режущий инструмент в виде своеобразной «полирующей щетки». При движении заготовки через рабочую зону порошок оказывает давление на деталь в каждой точке поверхности, что приводит к съему металла и сглаживанию микронеровностей. В роли связки абразивных зерен используется магнитное поле, обладающее упругими силами воздействия на единичные зерна. Причем степень упругости этой связки легко регулируется изменением напряженности магнитного поля, обеспечивая различные этапы обработки (черновое, чистовое полирование). Тем самым МАП может приближаться к шлифованию свободным или связанным абразивом, позволяя использовать пре-

имущества первого или второго в одном рабочем цикле. В общем случае при магнитно-абразивной обработке (МАО) деталей в качестве основной рабочей среды используется ферроабразивный порошок (ФАП). Ввиду отсутствия специально разработанных порошков для данной технологии перспективно исследовать возможность применения в качестве ферромагнитных абразивных материалов диффузионно-борированные порошки на основе колотой чугунной дроби.

Для оценки влияния условий диффузионного насыщения металлического порошка с фракцией 0,40–0,63 мм проводились исследования борирования на разных режимах. Химико-термическая обработка порошка проводилась при температурах 900 °С; 950 °С в течение 1-го, 2-х, 3-х ч. Исследования показали, что наибольшая толщина диффузионного слоя наблюдается при температуре 950 °С. Причем на графиках, характеризующих зависимость толщины диффузионного слоя от температуры и продолжительности химико-термической обработки, видно, что кривые не подчиняются классическим экспоненциальному и параболическому законам. Это обусловлено в первую очередь тормозящей ролью углерода в процессе диффузии бора в частицу порошка, а также резко сокращающимся фронтом диффузии в связи с его оттеснением вглубь частицы. На графике видно, что при продолжительности обработки с 2 до 4-х ч толщина диффузионного слоя незначительно увеличивается, а при дальнейшем насыщении резко возрастает. При этом насыщенное углеродом ядро, тормозящее диффузию бора вглубь частицы, исчезает и происходит быстрое сквозное борирование частицы. Таким образом, для сквозного борирования частиц порошка фракции 0,4–0,63 мм необходимо проводить химико-термическую обработку в среде карбида бора при температуре 950 °С в течение 5 ч.

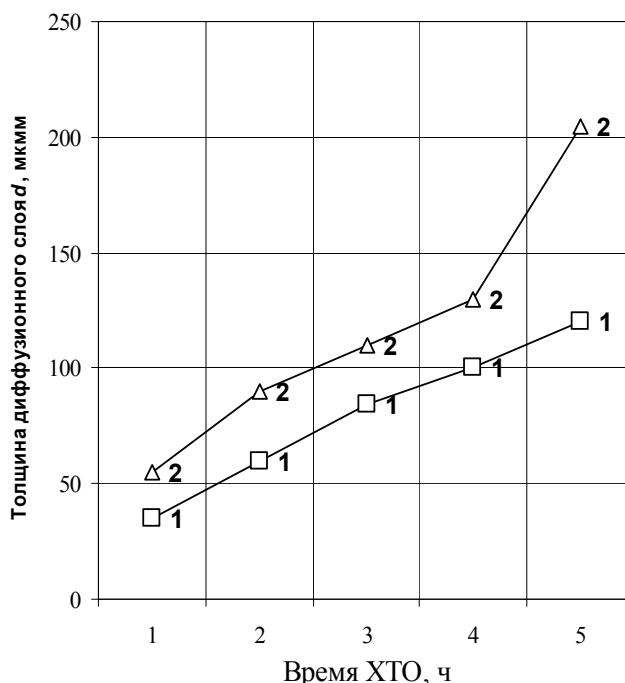


Рис. 1. Зависимость толщины диффузионного слоя от времени обработки:
1 – 900 °С; 2 – 950 °С

Была исследована возможность применения для магнитно-абразивной обработки исследуемых диффузионно-легированных борированных порошков. Проведенные

сравнительные испытания технологических свойств магнитно-абразивных порошков колотой чугунной дроби, подвергнутой дополнительной химико-термической обработке – диффузионному борированию на глубину 10–15 мкм, показали, что предлагаемый материал показал результаты на уровне лучших магнитно-абразивных порошков и оказался лучше широко применяемых в данной технологии недорогих магнитно-абразивных порошков (таблица).

**Эффективность магнитно-абразивной обработки
при применении различных магнитно-абразивных порошков
(обрабатываемый материал – сталь 40Х, цикл обработки 30 с)**

Магнитно-абразивный порошок	Характеристика порошка	
	Производительность, мг/цикл	Шероховатость поверхности R_a , мкм
Fe-TiB ₂	215	0,10
Fe-WC	52	0,13
Fe-CrB ₂	207	0,09
Fe-TiC	302	0,07
Железо-карбид кремния	162	0,09
ДЧК (дробь чугунная колотая)	45	0,32
Борированный порошок на основе ДЧК	212	0,09

Как видно из таблицы экспериментальных данных, предлагаемый магнитно-абразивный порошок, обладая хорошими магнитными свойствами, показывает хорошие режущие и полирующие свойства, уступая только порошку Fe-TiC, оказываясь при этом значительно дешевле.

Таким образом, предлагаемый магнитно-абразивный порошок, сочетающий в себе высокие магнитные, режущие и полирующие свойства, является эффективным в технологии магнитно-абразивной обработки сложнопрофильных поверхностей.