

УДК 621.225.7

ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ СКОЛЬЗЯЩЕГО ПОРШНЕВОГО ПОДПЯТНИКА

Б. И. ЕРШОВ[†], Д. Н. АНДРИАНОВ

В гидростатическом силовом приводе одним из основных слабых звеньев является поршневая группа с подпятником. Форма опорной поверхности подпятника нуждается в оптимизации с целью повышения его срока службы и снижения технологической себестоимости.

Ключевые слова: гидромашины, поршневой подпятник, гидростатические силы, центральная расточка, опорная поверхность, уплотнительный поясок.

Постановка задачи. В серийно выпускаемых гидромашинах отечественного и импортного производства, например, таких известных фирм как Rexroth и Sauer, применяются поршни с плоским гидростатическим подпятником, форма которого является необоснованно усложненной, что увеличивает себестоимость данных деталей, а также снижает их срок службы из-за быстрого изнашивания поясков. На рис. 1а, б показано конструктивное устройство серийно выпускаемых подпятников с усложненной формой опорной поверхности.

При разработке подпятника основным расчетным фактором является соотношение гидростатических сил.

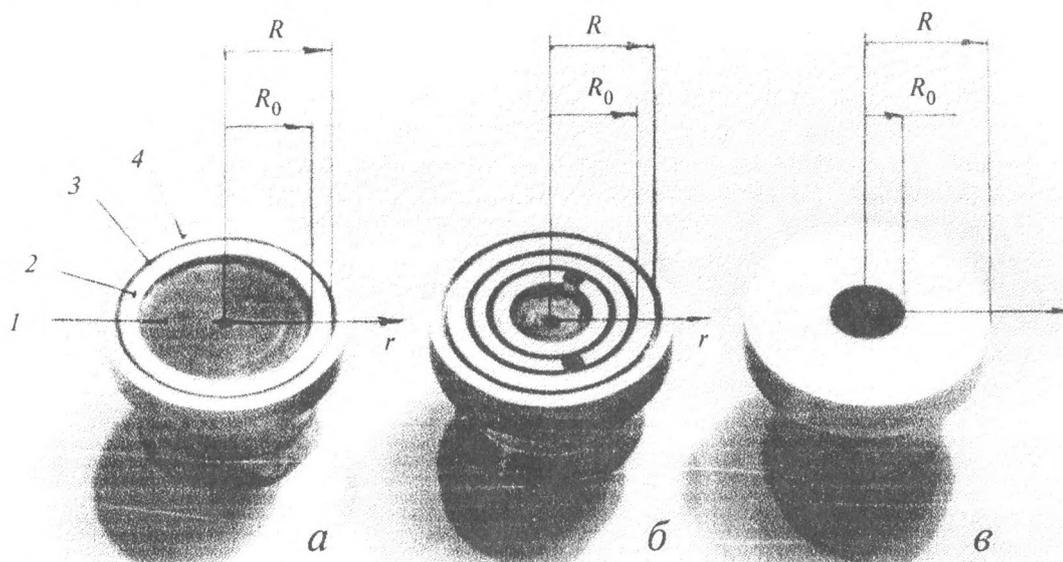


Рис. 1. Скользящие поршневые гидростатические подпятники: а — с традиционной формой опорной поверхности: 1 — центральная расточка; 2 — уплотнительный поясок; 3 — дренажная канавка с каналами (сверление или паз) для “сброса” утечек; 4 — вспомогательный поясок (без гидростатического отжатия); б — с усложненной опорной поверхностью (с “лабиринтными” поясками); в — вид предлагаемого поршневого подпятника для серийных гидромашин

Гомельский политехнический институт имени П. О. Сухого. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября 48.

[†] Автор, с которым следует вести переписку.

При расчете гидростатических сил необходимо учитывать:

- центральную расточку, к которой через сверление подводится полное рабочее давление P_0 ;
- уплотнительный пояс, ограниченный радиусами R_0 и R , на котором возникает вторая составляющая суммарной гидростатической силы.

За пределами уплотнительного пояса для плоского скользящего подпятника может выполняться кольцевая дренажная канавка.

Внешний габаритный размер подпятника должен быть достаточным для обеспечения его устойчивости от опрокидывания при взаимодействии с наклонной опорной поверхностью (особенно в аксиальных гидромашинах) и образующийся внешний бурт часто используется для механического, обычно подпружиненного, прижима подпятника с поршнем к опорной поверхности.

Уравнение утечек — расхода жидкости через торцевой зазор в дифференциальной форме можно записать в следующем виде

$$Q = \frac{\pi \delta^3}{6\mu} \frac{dP}{dr} r \quad (1)$$

После интегрирования этого уравнения получим закон изменения давления в зазоре уплотнительного пояса с опорой:

$$P = \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \frac{R}{r} \quad (2)$$

Это уравнение должно удовлетворять граничному условию при $R_0 = r$, $P = P_0$:

$$P_0 = \frac{6\mu Q}{\pi \delta^3} \ln \frac{R}{R_0} \quad (3)$$

Совместное рассмотрение уравнений (2) и (3) дает следующее соотношение:

$$P = P_0 \ln \frac{R}{r} / \ln \frac{R}{R_0} \quad (4)$$

Изменение давления согласно уравнению (4) для произвольно выбранных соотношений радиусов имеет нелинейный характер.

Выполненные авторами данной работы измерения сил гидростатического отжатия на моделях разной геометрической формы совпадают с большой точностью с вычислениями этой силы при относительно невысоких значениях давления (8...12 МПа). При более высоких значениях давления в расчете необходимо учитывать изменение вязкости под действием давления и температуры [1].

При проектировании гидростатических подпятников необходимо конструктивно и технологически обеспечить:

- оптимальное значение коэффициента, отражающего соотношение прижимающих и отжимающих сил;
- эксплуатационную долговечность и технологическую простоту изготовления плоского поршневого подпятника.

Решению этих задач и посвящена данная статья.

Расчет гидростатических подпятников поршневых гидромашин. Отношение отжимающей и прижимающей гидростатических сил λ должно быть меньше единицы:

$$\lambda = (T_{отж}/T_{приж}) < 1 \quad (5)$$

Значение коэффициента λ выбирается в пределах 0,90...0,98. В поршневых, например аксиальных гидромашинах этот коэффициент для гидростатических подпятников приближается к нижним значениям, изменяя свое значение в зависимости от углового положения опорного диска в регулируемых гидромашинах [2].

Прижимающая сила $T_{приж}$ при известном диаметре плунжера имеет простое выражение

$$T_{\text{приж}} = P_0 \pi d^2 / 4 . \quad (6)$$

Отжимающая сила состоит из двух составляющих, одна из которых возникает в центральной расточке (рис. 1) и вычисляется по формуле:

$$T'_{\text{отж}} = P_0 \pi R_0^2 . \quad (7)$$

Вторая составляющая искомой силы, действующая на уплотнительном пояске, ограниченном размерами R_0 и R , записывается в дифференциальном виде для элементарной площадки с учетом изменения давления согласно уравнению (7):

$$dT'_{\text{отж}} = P_0 \{ [\ln (R/r)] / [\ln (R/R_0)] \} 2\pi r dr . \quad (8)$$

После интегрирования этого уравнения и суммирования двух составляющих, получим уравнение для вычисления силы гидростатического отжатия на поршневом подпятнике:

$$T_{\text{отж}} = P_0 \frac{\pi}{2} (R^2 - R_0^2) / \ln (R/R_0) . \quad (9)$$

Возвращаясь к отношению (5) и подставляя полученные выражения для прижимающей и отжимающей гидростатических сил, получим

$$\lambda d_{\text{п}}^2 / 2 = (R_2 - R_0^2) / \ln (R/R_0) . \quad (10)$$

В уравнении (10) присутствуют радиусы R_0 и R , которые необходимо определять в начальный момент проектирования. Предполагая, что диаметр поршня $d_{\text{п}}$ известен, можно воспользоваться логическим условием $R_0 < d_{\text{п}}/2$ и конструктивно задать значение радиуса R_0 и вычислить радиус R . На рис. 1 показаны размеры, которые используют в расчете гидростатических сил. Диаметр поршня считается известным (поршень рассчитывается, исходя из необходимого максимального расхода гидромашин). Внешний габаритный размер опорной поверхности (буртика) подпятника как правило известен. Размер по внешней кромке уплотнительной поверхности R можно приравнять упомянутому габаритному размеру и вычислить радиус внутренней кромки уплотнительного пояска R_0 . При этом получим одно из бесчисленных решений, обеспечивающих неизменное, заданное соотношение прижимающей и отжимающей гидростатических сил.

Расчетное уравнение (10) является трансцендентным и его решение выполняется на ЭВМ (рис. 2).

Линия, параллельная оси абсцисс, пересекает кривую отражающую решение уравнения (10) в двух точках. Абсцисса первой точки соот-

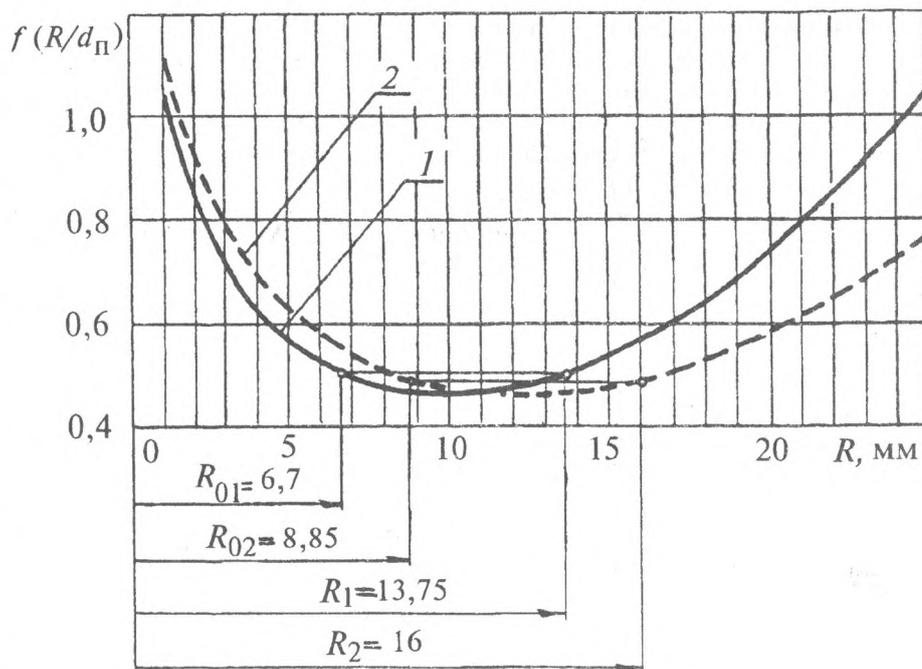


Рис. 2. Результаты расчетов опорной поверхности подпятника для гидромашин при заданном размере диаметра поршня $d_{\text{п}}$ и внешнего габаритного размера подпятника R : $\lambda = 0,96$; 1 — $d_{\text{п}} = 20,5$ мм (Sauer); 2 — $d_{\text{п}} = 25$ мм

ветствует радиусу расточки R_0 , а вторая — радиусу R , для заданного диаметра поршня. На рис. 2 это решение показано для поршней двух разных диаметров.

Расчеты контролировались реальными значениями радиусов подпятников, представленных на рис. 1.

Конструктор, исходя из значения диаметра поршня, может выбрать положение “секущей” линии по оси ординат и, следовательно, обладает свободой выбора комбинации радиусов R и R_0 .

Выводы. Расчет подтверждает, что сохраняя внешний габаритный радиус R , можно выбрать размер радиуса расточки опорной поверхности подпятника с упрощенной формой (рис. 1в) без изменения соотношения прижимающих и отжимающих гидростатических сил. Как следует из рис. 2, радиус центральной расточки уменьшится, при этом технология упрощается изготовления подпятников. Следствием оптимизации конструкции подпятника является повышение его износостойкости.

Обозначения

P_0 — полное рабочее давление; R, R_0 — внешний и внутренний радиусы уплотнительного пояса; Q — величина утечек; δ — величина зазора; r — радиус линии контакта поршневого подпятника с опорной поверхностью; μ — динамический коэффициент вязкости; P — давление в зазоре уплотнительного пояса с опорной поверхностью; λ — коэффициент отношения отжимающей и прижимающей сил; d — диаметр плунжера; $T_{\text{приж}}$, $T_{\text{отж}}$ — прижимающая и отжимающая силы; $T'_{\text{отж}}$ — первая составляющая отжимающей силы; $dT'_{\text{отж}}$ — вторая составляющая отжимающей силы; $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня.

Литература

1. Ершов Б. И., Андрианов Д. Н. Оценка вязкости жидкости в расчете распределителя гидромашин // Трение и износ, 17 (1996), № 6, 782—786
2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение (1974)

Поступила в редакцию 01.03.97.

Ershov B. I., Andrianov D. N. Optimization of the sliding bearing surface shape.

The piston group with its bearings is one of the most vulnerable parts in a hydrostatic power drive. The bearing surface shape should be optimized in order to extend its life and reduce production cost.