

## **НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ФОРСИРОВАНИЯ ПО ДАВЛЕНИЮ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН**

**А. В. МИХНЕВИЧ, Д. Л. СТАСЕНКО**

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

### **Введение**

Одной из актуальных задач современного гидромашиностроения является увеличение мощности объемных гидромашин путем их форсирования по давлению. При этом улучшаются габаритно-весовые характеристики объемного гидропривода, что позволяет более широко использовать его в транспортных механизмах. Разработаны объемные гидронасосы и гидродвигатели, работающие на давлениях до 40 МПа, испытываются гидромашинны на давления до 60 МПа, имеется тенденция к дальнейшему повышению рабочих давлений. Однако следствием повышения давления является увеличение напряжений и, соответственно, деформаций, значительно усложняющих работу гидромашин.

Решение столь сложных задач, как значительное повышение рабочих давлений объемного гидропривода, требует более глубокого теоретического анализа работы гидромашин, позволяющего определить основные направления экспериментальных исследований и опытно-промышленных разработок.

Одним из основных элементов аксиально-поршневых гидромашин является узел распределения рабочей жидкости. Этот узел в большей мере, чем другие узлы, определяет надежность и долговечность гидромашин, их чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, шумовую характеристику и способность гидромашин работать на высоких давлениях.

Торцевой распределитель аксиально-поршневых гидромашин имеет различное конструктивное исполнение, и в общем многообразии этих устройств можно выделить сферический (рис. 1) и плоский (рис. 2) распределители.

Внешняя конфигурация распределительного диска, как показывает практика эксплуатации гидромашин при невысоких давлениях, не обеспечивает каких-либо эксплуатационных преимуществ, не вносит существенных изменений в методику расчета распределителей, не снижает требований к качеству их обработки. Применение сферического распределителя обеспечивает некоторую компенсацию технологических и монтажных неточностей; поэтому последние получили несколько большее распространение в аксиально-поршневых гидромашиннах, выпускаемых отечественной промышленностью.

### **Основная часть**

Существенным для нормальной работы аксиально-поршневых гидромашин является обеспечение устойчивого режима гидродинамического (жидкостного) трения в зазоре между контактирующими поверхностями распределительного диска и подвижного блока цилиндров при минимальных утечках рабочей жидкости. То есть величина зазора должна быть больше величины суммарной шероховатости контактных поверхностей.

При нарушении режима жидкостного трения в распределительном узле резко возрастает трение и, соответственно, тепловыделение и износ, что при определенных условиях может привести к выходу гидромашинны из строя.

При форсировании аксиально-поршневых гидромашин по давлению возрастает напряженность работы распределительного узла, поэтому оптимизация его конструктивного исполнения является актуальной задачей.

При высоких давлениях рабочей жидкости распределительный диск испытывает значительную гидростатическую нагрузку, следствием чего являются:

а) относительно большая величина трения на взаимодействующих поверхностях распределительного узла;

б) большие механические напряжения в металле распределительного диска.

Кроме того, существенно усложняет работу распределительного узла различие в коэффициентах температурного расширения материалов распределительного диска и блока цилиндров (при форсировании по давлению тепловыделение в распределительном узле существенно повышается).

Величина момента трения в распределительном узле (в режиме гидродинамического трения) определяется по формуле [1]:

$$M_p = \frac{\pi\mu\omega}{2h}(R_4^4 - R_1^4), \quad (1)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости при давлении нагнетания;  $h$  – величина зазора между контактными поверхностями распределительного узла;  $\omega$  – частота вращения вала гидромашин (блока цилиндров);  $R_1$ ,  $R_4$  – радиусы соответствующих внутренних и наружных кромок уплотнительных поясков распределительного диска (рис. 1).

Таким образом, величина момента трения в распределительном узле (в режиме гидродинамического трения) обратно пропорциональна величине зазора  $h$  между контактными поверхностями распределительного диска и блока цилиндров.

Как показали проведенные исследования [2], увеличение давления рабочей жидкости  $P_0$  приводит к уменьшению зазора  $h$ :

$$h = k \sqrt{\frac{\omega\mu}{P_0}}, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности; зависит, в частности, от геометрических размеров распределительного диска.

Зависимость (2) в сочетании с зависимостью вязкости рабочей жидкости от давления  $p$ :

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p}, \quad (3)$$

где  $\mu_0$  – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости при атмосферном давлении;  $\alpha$  – пьезокэффициент вязкости рабочей жидкости, обуславливает существенное возрастание трения в распределительном узле при повышении рабочего давления  $P_0$ .

Закономерность (2) при определенных условиях накладывает ограничения на возможность форсирования аксиально-поршневых гидромашин по давлению условием:  $h \geq 2R_z$ , где  $R_z$  – шероховатость контактирующих поверхностей распределительного узла.

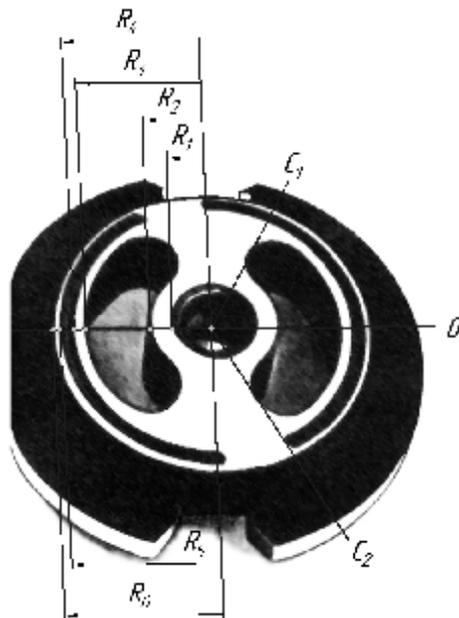


Рис. 1. Сферический распределительный диск аксиально-поршневой гидромашины 207.25

$R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$  на рис. 1 – радиусы внутренних и наружных кромок, соответственно, первого, второго и третьего уплотнительных поясков. Между радиусами  $R_2$  и  $R_3$  расположены 2 распределительных серповидных окна.

Однако этот фактор по-разному проявляется при плоском и сферическом распределительных дисках.

Большие боковые поверхности и значительная длина серповидных окон у многих конструкций распределительных дисков при высоких давлениях рабочей жидкости приводит к существенным деформациям в зоне нагнетательных серповидных окон.

Очевидно, наиболее существенной деформацией будет упругая деформация изгиба внешнего кольца распределительного диска в секторе зоны нагнетания  $C_1OC_2$  (рис. 1).

Количественную оценку этой деформации можно получить, если упрощенно считать внешнее кольцо распределительного диска  $B$  в секторе  $C_1OC_2$  как стержень, свободно лежащий на двух опорах, но подверженный действию распределенной нагрузки (давлению рабочей жидкости) со стороны нагнетательного серповидного окна. Считать концы этого стержня жестко защемленными не представляется целесообразным, так как они фактически не препятствуют развитию деформации изгиба.

Величина упругой деформации изгиба  $f$  (учитывая, что при вычислении деформаций изгиба кривизной стержня можно пренебречь) будет равна [3]:

$$f = \frac{ql^3x}{24EJ} \left( 1 - 2\frac{x^2}{l^2} + \frac{x}{l} \right), \quad (4)$$

где  $l$  – длина серповидного окна;  $x$  – криволинейная координата точки внешней поверхности серповидного окна;  $J$  – момент инерции сечения внешнего кольца распределительного диска (рис. 1) относительно нейтральной оси;  $E$  – модуль упругости материала распределительного диска;  $q$  – величина распределенной нагрузки, действующей на внешнюю поверхность нагнетательного серповидного окна; в данном случае:

$$q = P_0 b,$$

где  $b$  – высота внешней поверхности нагнетательного серповидного окна;  $P_0$  – давление нагнетания рабочей жидкости.

Максимальный прогиб внешнего кольца распределительного диска в секторе нагнетания:

$$f_{\max} = \frac{5P_0bl^4}{386EJ}. \quad (5)$$

Для аксиально-поршневой гидромашины 207.25:  $E = 2,1 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ ,  $l = 57 \text{ мм}$ ,  $J = 2,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ , при  $P_0 = 36 \text{ МПа}$  расчетное значение  $f_{\max} = 26 \text{ мкм}$ .

Экспериментальные измерения, выполненные на этой же гидромашине при  $P_0 = 36 \text{ МПа}$ , дали примерно такую же величину прогиба внешнего кольца распределительного диска: ( $f_{\max} \approx 15 \div 25 \text{ мкм}$ ). Это свидетельствует об адекватности принятой модели напряженного состояния распределительного узла аксиально-поршневых гидромашин.

Для сферических распределительных дисков такой существенный прогиб приводит к резкому локальному уменьшению зазора между распределительным диском и блоком цилиндров в секторе нагнетания.

Для гидромашины 207.25 относительная разность высот внешней поверхности нагнетательного окна составляет 0,18; поэтому уменьшение зазора вследствие прогиба ( $f_{\max} = 26 \text{ мкм}$ ) составит  $4 \div 5 \text{ мкм}$  и примерно равно величине зазора между контактными поверхностями распределительного узла.

### **Заключение**

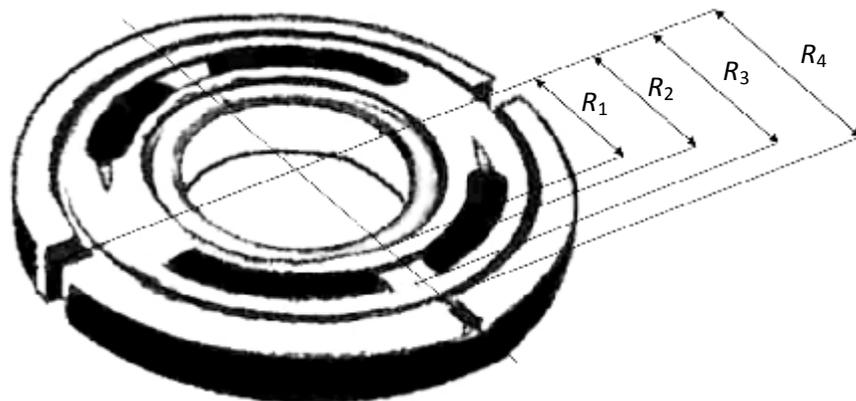
Таким образом, деформационный прогиб внешнего кольца сферического распределительного диска при достаточно высоких давлениях может полностью свести на нет разделительный зазор между контактирующими поверхностями распределительного узла. В этом случае режим гидродинамического трения нарушается, что сопровождается повышением шума, вибрацией, локальным перегревом деталей распределительного узла. При определенных условиях возможно образование задиров контактных поверхностей и выход гидромашины из строя. Эти явления наблюдались при испытаниях аксиально-поршневой гидромашины 207.25 при давлениях до 60 МПа.

Из приведенных рассуждений можно сделать вывод о том, что сферическая конфигурация распределительного диска накладывает принципиальные ограничения на возможность существенного форсирования аксиально-поршневой гидромашины по давлению.

Из выражения (5) следует, что величина прогиба внешнего кольца распределительного диска пропорциональна длине серповидного окна в 4-й степени. То есть уменьшением длины серпового окна или другими конструктивными усовершенствованиями, повышающими жесткость внешнего кольца (например, членением серповидных окон перемычками), можно в определенной мере повысить допустимое рабочее давление.

Как показывает анализ, фактор деформации для сферических распределительных дисков является основным, ограничивающим повышение рабочего давления.

Для плоского распределительного диска деформации в распределительном диске не оказывают столь существенного влияния на величину зазора, т. е. плоский распределительный диск в определенной степени свободен от данного недостатка. Поэтому при давлениях свыше 40 МПа предпочтительно использование плоского распределительного диска в аксиально-поршневых гидромашин. Одним из основных факторов, ограничивающих повышение рабочего давления в аксиально-поршневой гидромашине с плоским распределительным диском, является уменьшение смазочного слоя вследствие его гидростатического сжатия [1].



*Рис. 2.* Распределительный диск с плоской формой рабочей поверхности.  
 $R_1, R_2, R_3, R_4$  – радиусы кромок, соответственно, внутреннего и наружного уплотнительных поясков. Между уплотнительными поясками располагается серповидное окно

### **Литература**

1. Михневич, А. В. Анализ динамики распределительных узлов аксиально-поршневых гидромашин / А. В. Михневич // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – Гомель, 2002. – № 3–4. – С. 5–7.
2. Михневич, А. В. О величине зазора в распределительном узле аксиально-поршневых гидромашин / А. В. Михневич, Ю. А. Андреевец // Современные проблемы машиноведения : тез. докл. IV МНТК. – Гомель, 2002.
3. Старовойтов, Э. И. Сопротивление материалов / Э. И. Старовойтов. – М. : Физматлит, 2008. – С. 384.

*Получено 30.03.2011 г.*