

УДК 532.5:621.225

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН ПРИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЯХ

А.В. МИХНЕВИЧ, Ю.А. АНДРЕЕВЕЦ

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

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.

Решение столь сложной задачи, 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 объемных гидромашин является узел распределения рабочей жидкости. Этот узел определяет работоспособность гидромашин в целом, то есть надежность и долговечность гидромашин, их чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, шумовую характеристику и способность гидромашин работать при высоких давлениях.

При повышении рабочего давления в объемных гидромашинах всех типов происходит увеличение напряжений и деформаций, существенно усложняющих работу данных гидромашин.

Наиболее часто в аксиально-поршневых гидромашинах применяют торцевое распределение рабочей жидкости с помощью плоского распределительного золотника. Торцевой распределитель аксиально-поршневых гидромашин имеет различные конструктивные исполнения, среди которых наиболее распространены плоский и сферический распределители.

Для нормальной работы необходимо обеспечить устойчивый режим жидкостного трения в зазоре между поверхностями контакта распределительного диска и подвижного блока цилиндров при минимальных утечках рабочей жидкости, то есть величина зазора должна быть больше величины суммарной шероховатости контактных поверхностей [1]. При нарушении режима жидкостного трения в распределительном узле существенно возрастает трение и тепловыделение, что при определенных условиях может привести к выходу гидромашин из строя.

Величина момента трения в распределительном узле (в режиме жидкостного трения) определяется по следующей формуле [2]

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

то есть обратно пропорциональна величине зазора h между контактными поверхностями распределительного диска и блока цилиндров.

Как показали проведенные исследования [1], увеличение давления P_0 приводит к уменьшению зазора h

$$h = K \sqrt{\frac{\varpi \mu}{P_0}}, \quad (2)$$

где K – коэффициент пропорциональности, зависит, в частности, от геометрических размеров распределительного диска.

Зависимость (2) в сочетании с зависимостью вязкости рабочей жидкости от давления обуславливает существенное увеличение трения в распределительном узле при повышении рабочего давления P_0 .

$$\mu = \mu_0 c^{cp}. \quad (3)$$

Закономерность (2) при определенных условиях накладывает ограничения на возможность форсирования гидромашин по давлению условием:

$$h > 2R_z,$$

где R_z – шероховатость контактирующих поверхностей.

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

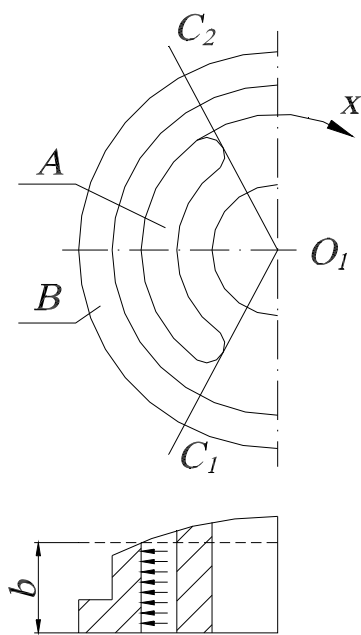


Рис. 1. Схема торцового распределительного диска аксиально-поршневой гидромашин

Наиболее существенные напряжения возникают в зоне, где давление рабочей жидкости максимально, то есть в зоне нагнетательных серповидных окон распределительного диска.

Наиболее существенной деформацией будет упругая деформация изгиба внешнего кольца распределителя 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 распределительной нагрузки (давлению рабочей жидкости) со стороны нагнетательного серповидного окна A . Концы этого стержня не считаются жестко защемленными, 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]

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

где l – длина серповидного окна;

x – криволинейная координата точки внешней поверхности серповидного окна;

J – момент инерции сечения внешнего кольца распределителя (B , рис. 1) относительно нейтральной оси;

E – модуль упругости материала распределителя;

q – величина распределенной нагрузки, действующей на внешнюю поверхность нагнетательного серповидного окна. В данном случае $q = p_0 b$;

b – высота внешней поверхности нагнетательного серповидного окна;

P_0 – давление нагнетания рабочей жидкости.

Максимальный прогиб внешнего кольца распределительного диска в секторе нагнетания определяется по формуле

$$f_{max} = \frac{5P_0 d l^4}{386 E J} \quad (5)$$

Для аксиально-поршневой гидромашины марки 207,25 эти величины равны:

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2; l = 57 \text{ мм}; d = 24 \text{ мм}; J = 2,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Расчетное значение f_{max} равно 26 мкм при $P_0 = 36$ МПа.

Экспериментальные измерения, выполненные на этой же гидромашине при $P_0 = 36$ МПа дали примерно такую же величину прогиба внешнего кольца распределительного диска ($f_{max} = 15 \div 25$ мкм).

Для сферических распределительных дисков такой существенный прогиб приводит к резкому уменьшению зазора между распределительным диском и блоком цилиндров в секторе нагнетания (рис. 2).

Для гидромашины 207,25 уменьшение зазора вследствие прогиба ($f_{max} = 26$ мкм) составит $4 \div 5$ мкм и примерно равно величине зазора между контактными поверхностями распределительного узла.

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

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

Для плоского распределителя деформации в распределительном диске не оказывают столь существенного влияния на величину зазора, то есть плоский распределительный диск в определенной степени свободен от данного недостатка. Одним из основных факторов, ограничивающих повышение рабочего давления в гидромашине с плоским распределительным диском, является уменьшение смазочного слоя вследствие его гидростатического сжатия (1).

Литература

1. Михневич А.В., Ершов Б.И., Подсекин Ю.И. Динамика жидкости в торцевом зазоре распределителя гидромашин //Трение и износ. – 1983. – ТУ № 4. – С. 728-732.
2. Ершов Б.И., Караев Г.П. Влияние вязкости жидкости на работу распределителя аксиальных гидромашин //Изв. Вузов. Машиностроение. – 1979. – № 2. – С. 61-65.
3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. Изд. ХУ. – М.: Наука, 1976.

Получено 11.10.2002 г.

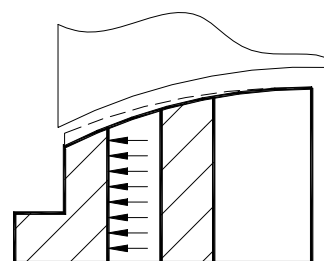


Рис. 2 – Уменьшение торцевого зазора между блоком цилиндров и распределительным диском