

О ВЫБОРЕ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ФОРСИРОВАННОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

А.В. Михневич, Н.Н. Михневич, Ю.А. Андреев

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

Одной из актуальных задач современного гидромашиностроения является повышение надежности и долговечности объемных гидроприводов при одновременном повышении рабочего давления, т. е. при форсировании гидропривода по давлению. Решение этой задачи требует более обоснованного выбора рабочей жидкости как основного агента гидропривода, обеспечивающего его нормальное функционирование. Существенным для нормальной работы объемного гидропривода является обеспечение устойчивого режима жидкостного трения в зазоре между контактирующими поверхностями распределительного узла аксиально-поршневых гидромашин при минимальных утечках и перетечках рабочей жидкости. При чрезмерном повышении рабочего давления режим жидкостного трения в распределительном узле нарушается, возрастают потери на трение и, соответственно, износ и тепловыделение. Режим жидкостного трения поддерживается, если величина зазора больше величины суммарной шероховатости контактирующих поверхностей распределительного узла [1].

Анализ динамики распределительного узла аксиально-поршневых гидромашин на основе принципа минимума диссипации механической энергии в зазоре между контактирующими поверхностями распределительного диска и блока цилиндров позволил сформулировать следующие требования к минимальной вязкости рабочей жидкости, обеспечивающей поддержание режима жидкостного трения в зазоре:

$$\mu \geq k \frac{4 \cdot R_z^2 \cdot P_0}{\omega} \sqrt{\frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) + \ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)}{R_4^4 - R_1^4}}}, \quad (1)$$

где R_z – шероховатость контактирующих поверхностей распределительного узла;

ω – частота вращения блока цилиндров;

P_0 – максимальное рабочее давление;

R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы распределительного диска [1].

Из приведенного соотношения (1) следует, что с увеличением давления рабочей жидкости (т. е. при форсировании гидропривода по давлению) требования к вязкости рабочей жидкости возрастают, что хорошо согласуется с опытом эксплуатации объемных гидроприводов. Из выражения (1) также следует, что при увеличении относительной скорости скольжения контактирующих поверхностей распределительного диска (т. е. частоты вращения ω) необходима рабочая жидкость с меньшей вязкостью. Для объемных гидроприводов на базе аксиально-поршневых гидромашин 207,25 ($R_4 = 37,5$ мм, $R_3 = 32$ мм, $R_2 = 16$ мм, $R_1 = 10,5$ мм) при $\omega = 50$ 1/с, $R_z = 0,16$ мкм и $P_0 = 20$ МПа расчет по формуле (1) дает $\mu_{\min} = 6$ сСт при рабочей температуре 70°C .

Л и т е р а т у р а

1. Михневич А.В., Андреев Ю.А. О величине зазора в распределительном узле аксиально-поршневых гидромашин //Тезисы докладов междунар. НТК «Современные проблемы машиноведения». – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2002. – С. 94-95.