

пространстве. Площадь контакта зерен токопроводящего абразивного круга с обрабатываемой поверхностью увеличивается. Количество контактных мостиков увеличивается, температура при этом возрастает.

ВЫВОДЫ

1. Получены зависимости температуры T от технологических факторов МЭШ (I, B, S, t, v).

2. Установлено наличие термических зон МЭШ.

3. Выделение теплоты в зоне обработки МЭШ происходит в основном за счет влияния технологического тока. Действие технологических параметров МЭШ на температуру в зоне обработки можно расположить в следующем порядке: $I \rightarrow t \rightarrow v \rightarrow S \rightarrow B$.

4. Изменение температуры в зоне МЭШ оказывает влияние на производительность процесса МЭШ и качество поверхностного слоя покрытия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриченко, Э. И. Роль режимов магнитно-электрического шлифования на теплообразование в зоне контакта / Э. И. Дмитриченко // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф.: в 3 ч. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Могилевский облисполком., Нац. акад. наук Беларуси, Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 1. – С. 50–51.

2. Резников, А. Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов / А. Н. Резников. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.

Поступила 10.10.2007

УДК 621.225.7

УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

*Асп. МАКОВСКИЙ М. А., докт. техн. наук, проф. ШЕВЧЕНКО В. С.,
канд. техн. наук, доц. КОРОЛЬКЕВИЧ А. В.*

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Мощность гидромашины определяется по известной формуле

$$N = pV_0n,$$

где p – рабочее давление; V_0 – рабочий объем гидромашины; n – частота вращения вала гидромашины.

Повышение давления ограничивается такими факторами, как долговечность, надежность, КПД, прочность, динамическая нагруженность и др. Увеличение рабочего объема влечет рост габаритов, веса, стоимости.

Увеличение частоты вращения приводит к таким негативным явлениям, как:

- неустойчивость ротора, т. е. полная потеря герметичности гидромашины из-за отрыва блока цилиндров от распределителя;

- увеличение скорости движения рабочей жидкости в окнах распределителя из-за повышения расхода и окружной скорости ротора;

- снижение КПД из-за более интенсивного перемешивания рабочей жидкости в корпусе гидромашины.

Расход рабочей жидкости в системе определяется насосом. Окружная скорость ротора в зоне распределителя может быть снижена за счет уменьшения его радиуса. В случае применения плоских распределителей такое уменьшение приводит к тому, что результирующий вектор сил прижима и отжима ротора находится на значительном расстоянии от оси вращения ротора и зазор в паре «ротор – распределительный диск» становится клиновым, что существенно уменьшает долговечность пары

и гидромашины в целом. Это подтвердили экспериментальные исследования [1].

Предложено также выполнять торцовый распределитель гидромашины сферическим [2]. Вместо баланса сил прижима и отжима в этом случае удобнее использовать баланс моментов относительно точки опоры ротора на его оси. Уменьшение радиуса распределителя уменьшает периметр утечек и радиус трения пары распределителя, а также позволяет увеличить ширину окон распределителя. При повышении угловой скорости ротора желательно удалить жидкость из зоны вращения ротора, вследствие чего несколько возрастает КПД гидромашины.

На рис. 1 представлена схема сил и моментов, действующих на ротор гидромашины при ее работе. Отжать ротор от распределителя стремятся моменты: от динамической неуравновешенности ротора – M_F , гироскопический – M_r , от боковых сил, действующих на поршни, – M_N . Момент M_F возникает вследствие того, что поршни находятся в роторе на различной высоте относительно его основания. Боковые силы появляются в результате отклонения шатунов от оси цилиндров ротора.

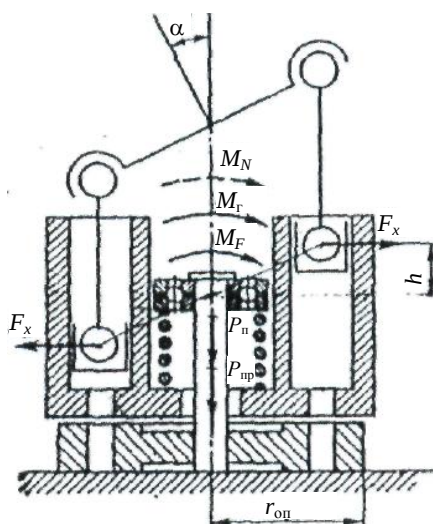


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на ротор гидромашины

В рабочем положении ротор удерживается силой $P_y = P_{пр} + P_n$, где $P_{пр}$ – усилие пружины; P_n – результирующая сила гидравлического прижима и отжима ротора. При этом пренебрегаем силами трения и неуравновешенностью масс жидкости в цилиндрах ротора.

Момент M_F может быть определен по зависимости [3]

$$M_F = m\omega^2 r^2 \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi,$$

где m – масса поршня и часть массы шатуна, приведенная к поршневой головке; ω – угловая скорость ротора; r – радиус вращения поршней; α – угол наклона ротора относительно вала; φ – то же поворота ротора; z – количество поршней.

Гироскопический момент

$$M_r = J\omega\omega_{л},$$

где J – момент инерции блока; $\omega_{л}$ – угловая скорость поворота люльки ротора.

Момент боковых сил

$$M_N = \frac{\pi d^2}{4l} (r - r_b \cos \alpha) r \operatorname{tg} \alpha \times \left(p_n \sum_{i=1}^{i=\frac{z+1}{2}} \sin^2 \varphi + p_{п} \sum_{i=\frac{z+1}{2}+1}^{i=z} \sin^2 \varphi \right),$$

где r_b – радиус расположения опор шатунов во фланце вала; p_n и $p_{п}$ – давления нагнетания и подпитки соответственно; d – диаметр поршня; l – длина шатуна.

Для гидромашины с рабочим объемом $V_0 = 250 \text{ см}^3$ численные значения моментов составили: $M_F = 43,20 \text{ Нм}$; $M_r = 4,55 \text{ Нм}$; $M_N = 0,56 \text{ Нм}$.

Гироскопический момент M_r действует в плоскости, перпендикулярной плоскости момента M_F , и при векторном сложении его роль невелика, мал и момент M_N . Для упрощения расчетов отнесем их к коэффициенту неучтенных нагрузок λ . Для упомянутой гидромашины $V_0 = 250 \text{ см}^3$ при частотах вращения ротора до $n = 3000 \text{ об/мин}$ можно принять коэффициент $\lambda = 1,12$.

С учетом замены малых величин моментов коэффициентом λ опрокидывающий момент для насоса

$$M_{\text{опр.н}} = \lambda m\omega^2 r^2 \operatorname{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi.$$

Для гидромотора с учетом того, что $\omega = \omega_{\alpha_{\max}} \frac{\sin \alpha_{\max}}{\sin \alpha}$, и для небольших углов $\operatorname{tg} \alpha \cong \sin \alpha$, запишем это выражение в виде линейной зависимости

$$M_{\text{опр.м}} = \lambda m \omega \omega_{\alpha_{\max}} \sin \alpha_{\max} r^2 \times \\ \times \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi = F(\omega),$$

где $\omega_{\alpha_{\max}}$ – угловая скорость вала гидромотора при $\alpha = \alpha_{\max}$.

Заменим опрокидывающие моменты $M_{\text{опр.н}}$ и $M_{\text{опр.м}}$ открывающими блок от распределителя силами $P_{\text{опр.н}}$ и $P_{\text{опр.м}}$

$$P_{\text{опр}} = \frac{M_{\text{опр}}}{r_{\text{оп}}},$$

где $r_{\text{оп}}$ – наружный радиус распределителя.

На рис. 2 представлены зависимости $P(n)$.

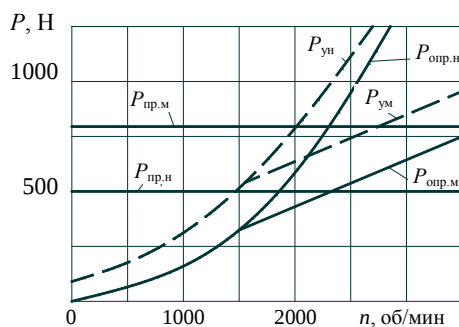


Рис. 2. Зависимости отрывающих и удерживающих усилий от угловой скорости: $P_{\text{опр.н}}$ и $P_{\text{опр.м}}$ – усилия, отрывающие блок от распределителя насоса и гидромотора; $P_{\text{пр.н}}$ и $P_{\text{пр.м}}$ – усилия пружин; $P_{\text{ун}}$ и $P_{\text{ум}}$ – усилия, создаваемые центробежными механизмами прижима роторов насоса и гидромотора

Центральная пружина блока создает большое усилие при пуске гидромашин и перестает удерживать блок в рабочем состоянии при $\omega = \omega_{\text{крит}}$.

Критическую угловую скорость ротора, выше которой произойдет отжим ротора от распределителя, можно вычислить по формуле [4]

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

где $a = mr^2 \text{tg} \alpha \sum_{i=1}^{i=z} \sin^2 \varphi$; $b = J \omega_{\text{л}}$; $c = \frac{P_{\text{уд}} r_{\text{оп}}}{\lambda}$.

При выборе частоты вращения вала гидромашин n воспользуемся коэффициентом запаса по частоте

$$k_{\text{п}} = \frac{n_{\text{кр}}}{n} = \frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega}.$$

При выборе частоты вращения вала гидромашин можно воспользоваться коэффициентом запаса по усилию

$$k_F = \frac{P_y}{P_{\text{опр}}}.$$

Соотношение этих коэффициентов вытекает из функциональной зависимости $P = f(\omega^2)$

$$k_F = k_{\text{п}}^2.$$

Силы, удерживающие блок в рабочем положении, следует определять по характеристикам $P_{\text{у.н}}$ и $P_{\text{у.м}}$. Такими характеристиками обладают центробежные механизмы. Для автоматического уравнивания ротора предложен оригинальный механизм [5]. Апробирование грузового центробежного механизма показало хорошие результаты.

ВЫВОД

Проведен анализ повышения мощности аксиально-поршневых гидромашин. При увеличении угловой скорости вала гидромашин возникает потеря устойчивости ротора, что приводит к полному отказу гидромашин. Рассмотрены основные факторы, отрывающие ротор от распределителя, и способы удержания ротора в рабочем состоянии, в том числе с помощью центробежного механизма. Такой механизм был изготовлен, испытан на Минском тракторном заводе и показал хорошие результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пасынков, Р. М. Исследование торцового распределителя аксиально-поршневого насоса НПА-64 / Р. М. Пасынков // Вестник машиностроения. – 1964. – № 4. – С. 13–15.
2. Thoma, H. Physical Research Applied to Machine Design / H. Thoma // Engineering, December 20, 1957(778–781).
3. Королькевич, А. В. Об устойчивости блока цилиндров аксиально-поршневого гидромотора / А. В. Королькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – № 7. – С. 10–12.
4. Королькевич, А. В. Обеспечение устойчивости блока цилиндров гидромашин трансмиссии трактора / А. В. Королькевич // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 6. – С. 10–12.
5. Центробежный механизм прижима блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин: а. с. № 397673 СССР / А. В. Королькевич [и др.] // Бюл. изобр. – 1973. – № 37.

Поступила 26.06.2007