

3. Для підтвердження теоретичних значень втрат робочої рідини, що обумовлені зазором в спряженні «розподільник – приставне дно», а також виявлення граничного зазору структурного параметру необхідно провести експериментальні дослідження, по підтвердженню даного взаємозв'язку, а також визначити динаміку зношення деталей по зовнішньому та внутрішньому ущільнюючих поясах.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Камчугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники / Н.В. Камчугов // Автореф. дисс. к.т.н. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 1992. – 16 с.
3. Кириленко О.І. Обґрунтування граничних сумарних витрат робочої рідини в качаючих вузлах агрегатів гідроприводу трансмісій мобільних машин / О.І. Кириленко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. – №2. – С. 94-97.
4. Комаров А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
5. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация / Мельянцов П.Т., Харченко Б.Г., Голубев И.Г. – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.
6. Петухов В.М. Характер изменения объёмных потерь в аксиально-поршневых гидромоторах / В.М. Петухов // Гидропривод и гидропневматика. – К.: Техника, 1975. – Вып. 11. – С. 134-138.
7. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый привод / В.Н. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1968. – 495 с.

УДК 621.822.6

Бондаренко Л.Н., Овчаренко Ю.Н., Черний А.А.

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ИХ ПАРАМЕТРЫ

Розглянуті аналітичні співвідношення, що дозволяють установити залежність параметрів підшипників кочення від їхньої конструкції.

### ANALYSIS OF ROCKER BEARINGS CONSTRUCTION INFLUENCE ON THEIR PARAMETERS

Analytical correlation that enables to determine the dependence of rocker bearings parameters on their construction is considered.

**Целью исследования** является установление аналитических соотношений, определяющих зависимость параметров подшипников качения от их конструкции.

#### Материалы исследования.

1. Роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Диаметр ролика, исходя из теории контактных напряжений Герца [3], будет

$$d_p (\sigma^2 d_p^2 + \sigma^2 d_p d - 0,7P_0 E) = 0,35dP_0 E, \quad (1)$$

где  $P_0 = 4,6Q/z$  – сила, действующая на наиболее нагруженный ролик;

$\sigma$  – допускаемые контактные напряжения;

$d, d_p$  – соответственно внутренний диаметр подшипника и диаметр ролика;

$E$  – модуль упругости материалов колец и роликов (здесь принято, что модули упругости роликов и колец одинаковые, а коэффициенты Пуассона равны 0,3).

Формулу (1) можно переписать в виде

$$d_p (\sigma^2 d_p^2 + \sigma^2 d_p d - 3,22QE/z) = 1,6dQE/z. \quad (2)$$

Найдём  $d_p$  при следующих данных:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $Q = 302$  кН;  $d = 120$  мм (роликподшипник № 2524 ГОСТ 8328-79);  $\sigma = 3800$  МПа (сталь ШХ15 ГОСТ 801-78) [3] и числе роликов  $z = 10; 12; \dots; 20$ .

Зависимость некоторых параметров подшипника от количества роликов показана на рис. 1.

Для определения сопротивления качению роликов по внутренней и внешней обоймам можно найти коэффициент трения качения для наиболее нагруженного ролика, через полуширину пятна контакта  $b$  [3]

$$b = \frac{1,522}{2} \sqrt{\frac{P_0 d_p (d + d_p)}{d_p E (d/2 + d_p)}} \tag{3}$$

Коэффициент трения качения при линейном контакте [4]

$$k = 0,225 b e^{-0,6 d_p} \tag{4}$$

где  $d_p$  – в метрах, и при расчёте подшипников качения экспонентой можно пренебречь.

Изменение величин  $P_0$  и  $k$  в зависимости от количества роликов показаны на рис. 2.

Сопротивление качению по внутренней и наружной обоймам определим как

произведение статической грузоподъёмности подшипника на полученные величины коэффициентов трения качения для диаметров при  $z = 10; 12; \dots; 20$ .

Зависимость сопротивления качению роликов по внутренней и внешней обоймам и момента, необходимого для вращения колец, приведенного к цапфе, в зависимости от числа роликов показаны на рис. 3.

КПД подшипника и количества тел качения взаимосвязаны следующим образом [1, 2]

$$\eta = 1 / (1 + W / z) \tag{5}$$

где  $W$  – общее сопротивление вращению внутренней и наружной обойм (1+2 на рис. 3).

Зависимость КПД подшипников от количества роликов (шариков), показаны на рис. 4.

1. Шарикоподшипники

Количество шариков рекомендуется определять по формуле [1]

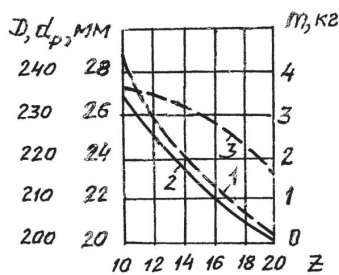


Рис. 1 – Зависимость диаметра роликов (1), внешнего диаметра подшипника (2), теоретической массы (3) от числа роликов

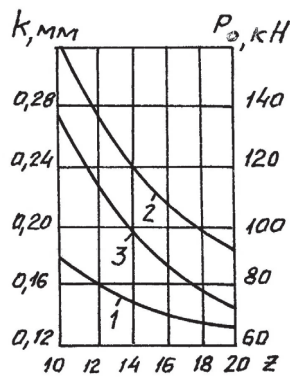


Рис. 2 – Зависимость коэффициента трения качения роликов по внутренней (1), внешней (2) обоймам и силы (3), действующей на наиболее нагруженный ролик, от их количества

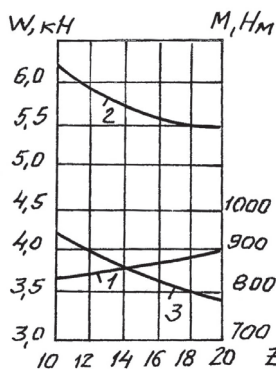


Рис. 3 – Зависимость сопротивления вращению внутренней (1) и наружной (2) обойм и момента, необходимого для вращения подшипника от количества роликов

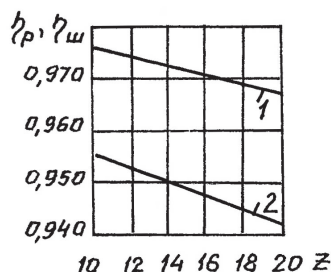


Рис. 4 – Зависимость КПД роликоподшипника (1) и шарикоподшипника (2) от количества тел качения

$$z = 2,9 \frac{(D+d)}{(D-d)} \quad (6)$$

Диаметр шариков, исходя из теории контактных напряжений Герца, определяется по формуле [2,3]

$$\sigma = 0,245 n_p \sqrt[3]{P_0 E^2 \left( \frac{4}{d_w} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{2}{d} \right)^2}, \quad (7)$$

где  $P_0 = 5Q/z$  – сила, действующая на наиболее нагруженный шарик;  
 $r_{ж} = 0,515d_w$  – радиус желоба;  
 $n_p$  – коэффициент, зависящий от характера эллипса касания.

Зависимость некоторых характеристик подшипника от количества шариков при  $d = 80$  мм;  $\sigma = 4940$  МПа (допускаемые контактные напряжения при точечном контакте для стали ШХ15 ГОСТ 801-78;  $Q = 120$  кН (нагрузка подшипника № 416 ГОСТ 8338-75) показаны на рис. 5.

Полуширина пятна контакта при касании между внутренней обоймой и шариком [3]

$$b = 1,397 n_e \sqrt[3]{\frac{5Q}{zE} \frac{1}{4/d_w - 1/0,515d_w + 1/[(d+d_w)/2]}} \quad (8)$$

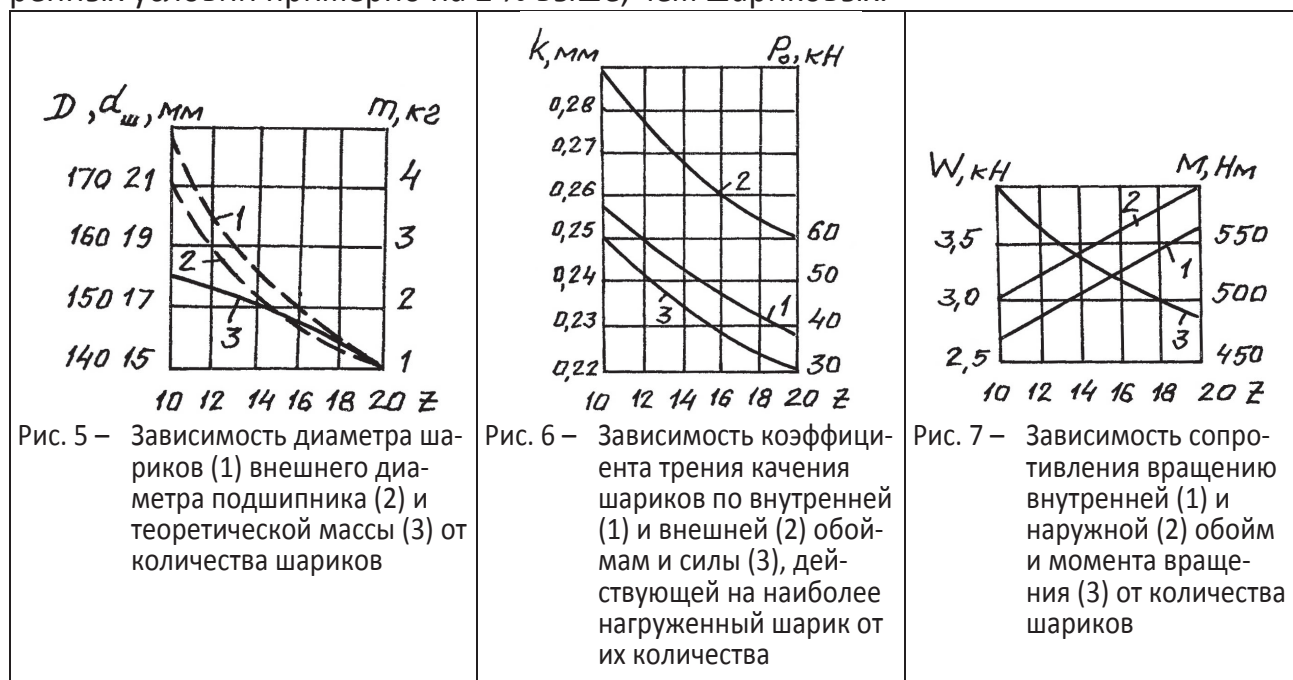
Коэффициент трения качения при точечном контакте [4]

$$k = 0,16 b e^{0,1d_w}$$

Зависимость коэффициента трения качения шариков и силы, действующей на тело качения в зависимости от их количества, показано на рис. 6.

Зависимость сопротивления вращению обойм и момента вращения от количества шариков показано на рис. 7.

**Выводы.** КПД подшипников незначительно (до 1 %) уменьшается с увеличением количества тел качения. Причём КПД роликовых подшипников для рассмотренных условий примерно на 2 % выше, чем шариковых.



#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 583 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 384 с.

3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
4. Бондаренко Л.І., Довбня М.П., Ловейкін В.С. Деформаційні опори в машинах. – Дн-ськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.

---

УДК 631.372

Калганков Є.В.

## **ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЇ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

Проведены исследование и анализ методов диагностирования технического состояния агрегатов объёмного гидропривода трансмиссии. Обоснованы наиболее эффективные.

### **DISCOURSE OF DIRECTIONS OF DIAGNOSTICS OF UNITS OF VOLUME HYDRAULIC DRIVES OF TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES**

Research and analysis of methods of diagnostics of the technical state of units of volume hydraulic drive of transmission are conducted. The most effective ones are grounded.

На даний момент об'ємний гідропривід трансмісії є основним типом приводу мобільних машин, які використовуються в різних галузях народного господарства [1].

Як показують дослідження, на долю об'ємного гідроприводу трансмісії припадає близько 30 % відмов всієї машини [2]. У зв'язку з цим посилилась актуальність питань по підвищенню надійності гідроприводів трансмісії мобільних машин, а саме підвищення рівня їх технічної готовності. Підприємства, що експлуатують машини оснащені об'ємним гідроприводом трансмісії для підвищення та збереження надійності використовують планово-запобіжну систему ремонтів і технічних обслуговувань [3-6].

Але використання даної системи не в повній мірі забезпечує необхідний рівень надійності гідроприводу і призводить до значних витрат часу та коштів на проведення ремонтно-обслуговуючих робіт [2].

З метою зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт гідроприводу необхідно використовувати прогресивні методи та засоби діагностування технічного стану об'ємного гідроприводу трансмісії. Використання системи технічного діагностування дозволить визначити вид робіт, які необхідно провести гідроприводу, дасть можливість регулювати терміни їх проведення та виключити необґрунтоване потрапляння агрегатів гідроприводу в ремонт.

Питання діагностування гідроприводів та окремих його агрегатів розглядаються в цілому ряді робіт таких авторів як: Т.М. Башта, В.А. Васильченко, А.А. Камаров, Р.А. Макаров, Т.А. Сиріцин, А.М. Харазов, А.М. Шолам, П.М. Черейський та інших.

Отримані ними результати актуальні і мають важливе значення для подальшого дослідження питань з діагностування гідроприводів. Проте питання діагностування агрегатів гідроприводу трансмісії і сільськогосподарської техніки розглянуті ними недостатньо.

Таким чином питання діагностування агрегатів гідроприводу трансмісії сільсько-господарчої техніки з урахуванням загальних вимог потребують подальшого дослідження.

Так, аналізуючи сукупність методів і засобів діагностування, ОГТ треба виділити ефективні інформативні та порівняно недорогі, тобто ті, що дадуть достовірну і вичерпну інформацію про стан гідроприводу.