

УДК 621.43.001.4

Д.А. ЖДАНКО, канд. техн. наук, доц.
заведующий кафедрой¹
E-mail: zhdanko_dmitrii@mail.ru

Д.И. СУШКО
аспирант, старший преподаватель¹
E-mail: hamster13@tut.by

¹Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 30.01.2018.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ АГРЕГАТОВ ГИДРОПРИВОДА ДЛЯ ОЦЕНКИ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

В современных мобильных отечественных и зарубежных энергетических средствах крутящий момент от двигателя к рабочим механизмам передается, как правило, гидрообъемными приводами, состоящими из регулируемых и нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов, техническое состояние которых напрямую влияет на работоспособность техники в целом. Анализ работоспособности и долговечности регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов показал, что с начала эксплуатации до ремонта доля их отказов составляет 15–25 % от общего числа отказов машин. Средний межремонтный ресурс отремонтированных регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов 313,3 в условиях реальной эксплуатации не превышает 60 % от ресурса нового изделия. Наиболее уязвимыми агрегатами гидропривода являются аксиально-плунжерные мотор и насос, включающие прецизионные детали и составляющие более 90 % стоимости всего привода. При отказе гидропривода и невозможности устранения неисправности непосредственно в условиях эксплуатации вышеуказанные агрегаты отправляются на ремонт на специализированные предприятия. Как правило, из-за отсутствия диагностического оборудования как на эксплуатирующихся предприятиях, так и на ремонтных оба агрегата отправляются на ремонт без их предварительной диагностики. Ремонтные предприятия мотивируют необходимость отправки на ремонт обоих агрегатов тем, что, работая в паре, они имеют одинаковый остаточный ресурс. Результаты наших исследований показывают отсутствие такой закономерности. На ремонтных предприятиях доремонтное диагностирование не проводится по той же причине отсутствия диагностического оборудования. В силу этого оба агрегата, поступившие на ремонт подвергаются полной разборке, дефектовке и починке. Имеющиеся результаты исследований показывают, что более, чем в 40 % случаев ремонту подвергаются агрегаты, которым он не требуется. Целью работы является разработка стенда и метода определения объемного коэффициента полезного действия агрегатов гидравлического привода для оценки их технического состояния, повышения функциональной надежности и эффективности технического обслуживания, предупреждения отказов при эксплуатации гидропривода и обеспечения прогнозирования остаточного ресурса агрегатов на задаваемых интервалах наработки.

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, гидропривод, аксиально-плунжерный гидронасос, утечки жидкости, зазор, давление, объемный коэффициент полезного действия, надежность, диагностирование

Введение. Оценить техническое состояние основных агрегатов гидропривода мобильных энергосредств возможно по полному КПД [1–10].

Полный КПД принято представлять как произведение механического, гидравлического и объемного КПД. Механический КПД учитывает потери на трение в подвижных соединениях насосов и гидродвигателей. Он изменяется в результате роста зазоров в сопряжениях насосов и гидромоторов, о чем свидетельствует некоторое увеличение акустического шума и вибрации при их работе.

Однако при этом снижение механического КПД несущественно, что подтверждают данные расчетов, приведенных, например, в [1].

Гидравлический КПД отражает совокупные потери энергии в потоке жидкости при прохождении им трубопроводов, каналов и других гидросопротивлений. Гидравлический КПД может снизиться только по причинам уменьшения проходных сечений трубопроводов и каналов в результате их деформации или облитерации, а также при увеличении вязкости рабочей жидкости.

Влияние вязкости жидкости уменьшается, если используется масло с улучшенными вязкостно-температурными свойствами и обеспечен определенный тепловой режим гидропривода на уровне 40–50 °С. Из остальных факторов наиболее существенное влияние на изменение гидравлического КПД оказывает сопротивление фильтров, которое увеличивается по мере их засорения. Однако предельное сопротивление загрязненных фильтро-элементов, изготовленных из бумаги, обычно не превышает 0,2 МПа, что составляет сравнительно небольшую долю от величины номинального давления (16 МПа), при котором обычно производятся операции диагностирования.

Объемные энергетические потери, как показывают практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа насосов, моторов, распределителей, клапанов, а зачастую и цилиндров. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра [1–7, 9, 10]:

$$\eta_o = \frac{Q_r - q_{yt}}{Q_r} = 1 - \frac{q_{yt}}{Q_r}, \quad (1)$$

где Q_r — теоретическая производительность насоса;

$$Q_r = V_o \cdot n_n, \quad (2)$$

V_o — рабочий объем насоса (мотора); n_n — частота вращения вала насоса (мотора); q_{yt} — утечки жидкости в насосе (моторе).

Запишем формулу (1) с учетом выражения (2):

$$\eta_o = \frac{Q_r - q_{yt}}{Q_r} = 1 - \frac{q_{yt}}{V_o n_n}. \quad (3)$$

При оценке технического состояния насоса (мотора) его нагружают до номинальных параметров ($n = n_n = \text{const}$, $V_o = V_{o\text{max}} = \text{const}$). Тогда, исходя из зависимости 3, объемный КПД зависит от размера утечек жидкости.

Для определения значения утечек жидкости многие авторы [1, 4–6, 9, 10] допускают следующее. В связи с тем, что в агрегатах и узлах гидропривода мобильных энергетических средств большинство подвижных соединений, разделяющих полости с высоким и низким давлением, выполнено в виде шелевых уплотнений прецизионного исполнения, в качестве модели расхода утечек обычно принимают закон Пуазейля.

Однако этот закон и его разновидности не позволяют рассчитать расход утечек из сложного узла [1, 6], например, насоса, так как здесь истечение происходит одновременно из нескольких зазоров с разными параметрами перепада давления (Δp) и даже динамической вязкости жидкости (μ). Долю участия каждого из этих зазоров в объединенном потоке утечек, как правило, выделить не удастся. К тому же в реальных конструкциях узлов зазоры не являются постоянными по высоте,

окружности, длине и взаимному положению деталей соединения из-за погрешностей изготовления и неравномерности износа деталей.

Тем не менее, многие авторы [6, 7] допускают использование закона Пуазейля, вводя параметры некоторого эквивалентного зазора, который является обобщающей характеристикой герметичности рассматриваемого узла. Приняв это допущение, можно сделать вывод, что расход утечек в контурах гидропривода и гидроприводе в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости.

Прямолинейная зависимость расхода утечек и объемного КПД от давления у аксиально-поршневых насосов показана также в [8]. Аналогичные зависимости для насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, распределителей и клапанов приведены в [7]. Это подтверждает обоснованность принятого допущения.

В связи с этим разработка стенда и метода оценки технического состояния агрегатов гидравлического привода мобильных энергетических средств для повышения функциональной надежности и эффективности технического обслуживания, предупреждения отказов при эксплуатации гидропривода и обеспечения прогнозирования остаточного ресурса агрегатов на задаваемых интервалах наработки остается актуальным вопросом.

Основная часть. В Белорусском государственном аграрном техническом университете разработан не имеющий аналогов [11] метод и стенд для оценки технического состояния агрегатов гидропривода. На рисунке 1 представлена предлагаемая гидравлическая схема стенда для диагностирования агрегатов гидравлического привода.

Суть метода состоит в том, что в проверяемом гидроагрегате с помощью насоса с электроприводом создается давление номинального значения (20–25 МПа) и рабочая жидкость при этом давлении запирается в системе гидропневматического аккумулятора с разделительным звеном (мембранный или баллонный) путем прекращения подачи жидкости в проверяемый агрегат посредством гидрораспределителя. Оценка технического состояния и прогнозирование остаточного ресурса гидронасоса (гидромотора) проводится по объемному КПД, который определяется по скорости падения давления за единицу времени рабочей жидкости, запертой в гидросистеме через дренажное отверстие. Отсюда следует вывод, что утечки жидкости в диагностируемом насосе (моторе) равны изменению объема газа гидропневматического аккумулятора ΔV :

$$Q_{yt} = \Delta V, \quad (4)$$

где ΔV — изменение объема газа гидропневматического аккумулятора.

Применяемые для измерения изменения объема газа гидропневматического аккумулятора ΔV

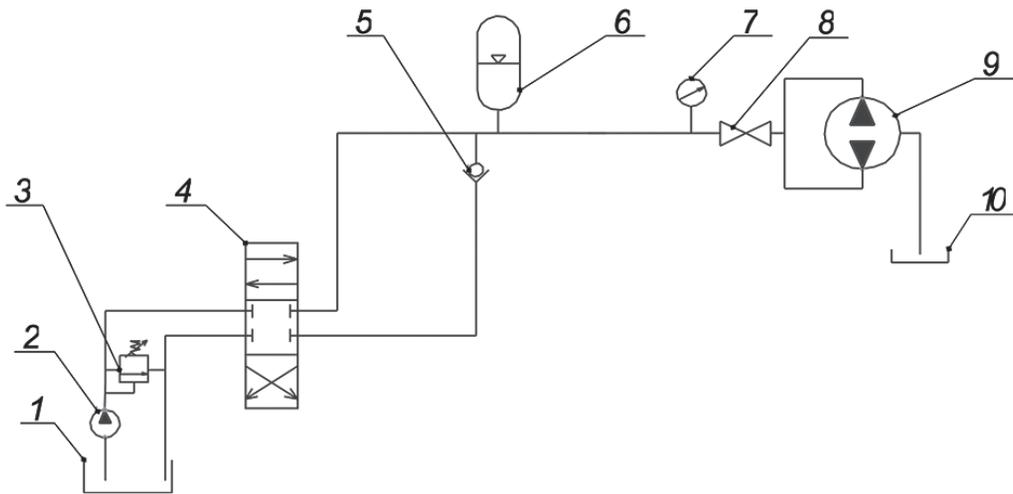


Рисунок 1 — Гидравлическая схема стенда для диагностирования агрегатов гидравлического привода: 1 — гидробак; 2 — гидронасос с электроприводом; 3 — предохранительный клапан; 4 — гидрораспределитель управления; 5 — обратный клапан; 6 — гидропневматический аккумулятор с разделительным звеном (мембранный или баллонный); 7 — манометр; 8 — кран; 9 — проверяемый гидронасос (гидромотор); 10 — сливная емкость

уравнения зависят от влияния времени на процесс зарядки или разрядки [12]. В качестве практического правила для применения соответствующего уравнения может послужить следующее ограничение:

- продолжительность цикла < 1 минуты — изменение без теплообмена;
- продолжительность цикла > 3 минут — изотермическое изменение;
- продолжительность цикла между 1-й и 3-й минутами — политропное изменение состояния.

Универсальная зависимость для нахождения изменения объема газа гидропневматического аккумулятора ΔV запишется в следующем виде [12]:

$$\Delta V = V_0 \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (5)$$

где V_0 — эффективный объем газа при наддуве; P_0 — давление наддува газовой камеры без нагружения давлением камеры с жидкостью; P_1 — минимальное рабочее давление гидросистемы; P_2 — номинальное рабочее давление гидросистемы; n — показатель политропы сжатия, $n = 1,0 \dots 1,4$.

Приведенная зависимость (5) действует только при условии, что в наличии будет идеальная характеристика газа. Различные газы отклоняются от идеальных законов газовой динамики прежде всего при более высоких давлениях. Такие свойства обозначаются как «реальные» или «идеальные». Математическая взаимосвязь между параметрами состояния (p , T и V) для реальной характеристики газа может подаваться только в виде приближенного уравнения. Применение такого уравнения с достаточной точностью связано на практике с большими трудностями и требует трудоемких вычислительных операций и затрат времени, которые можно преодолеть только путем использования электронной обработки данных.

Поэтому рекомендуется применение коэффициентов коррекции, которые учитывают реальную характеристику газа [12].

На основании этого вытекает, что объем при изотермическом изменении состояния составляет

$$V_{\text{реал}} = C_i \cdot V_0, \quad (6)$$

где $V_{\text{реал}}$ — «реальный» объем газа; C_i — коэффициент коррекции при изотермическом изменении.

При изменении состояния без изменения теплообмена

$$V_{\text{реал}} = C_a \cdot V_0, \quad (7)$$

где C_a — коэффициент коррекции без изменения теплообмена.

Коэффициенты коррекции C_i и C_a в уравнениях (6) и (7) могут заимствоваться непосредственно

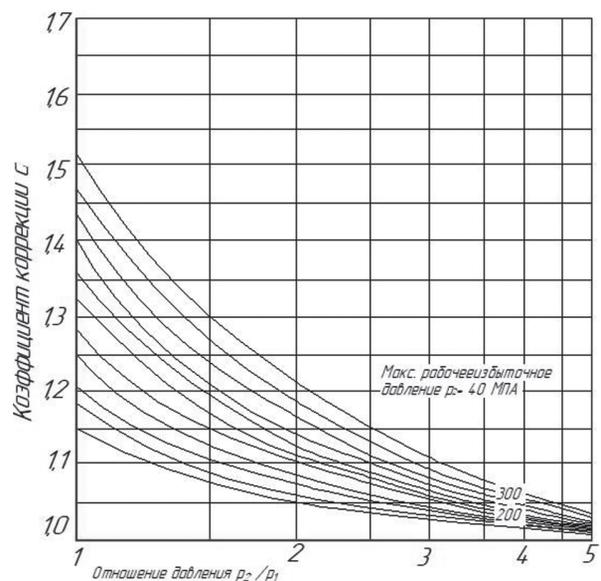


Рисунок 2 — Зависимость коэффициента коррекции C_i от отношения давлений P_2/P_1 для изотермического изменения состояния

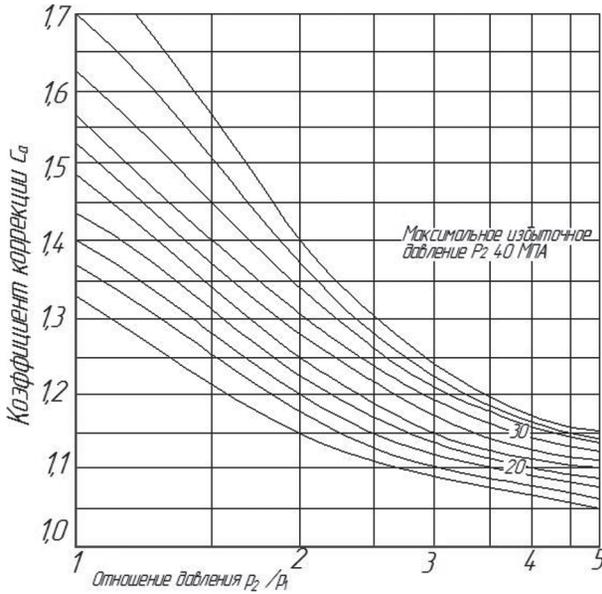


Рисунок 3 — Зависимость коэффициента коррекции C_a от отношения давлений P_2/P_1 для изменения состояния без изменения объема

из диаграмм (рисунки 2 и 3) в зависимости от отношения давлений P_2/P_1 и максимального рабочего избыточного давления [11].

Тогда зависимость (5) запишется в следующем виде:

- при изотермическом изменении состояния

$$\Delta V = C_i V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]; \quad (8)$$

- при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\Delta V = C_a V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (9)$$

Тогда зависимость (3) запишется в следующем виде:

- при изотермическом изменении состояния

$$\eta_0 = 1 - \frac{C_i V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_0 n_n}; \quad (10)$$

- при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_0 = 1 - \frac{C_a V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_0 n_n}. \quad (11)$$

Учитывая тот факт, что согласно приведенной схеме (см. рисунок 1) вал диагностируемого гидроагрегата гидравлически заторможен, то зависимости (10) и (11) следует уточнить для статического метода определения объемного КПД, введя коэффициент, показывающий степень влияния

частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки:

- при изотермическом изменении состояния

$$\eta_0 = 1 - \frac{a C_i V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_0 n_n}; \quad (12)$$

- при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_0 = 1 - \frac{a C_a V_{0r} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_0 n_n}; \quad (13)$$

где a — коэффициент, показывающий степень влияния частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки:

$$a = \frac{q_{yt}^H}{q_{yt}^0}, \quad (14)$$

где q_{yt}^H — внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при номинальной частоте вращения, устанавливаемой стандартами и нормативами; q_{yt}^0 — внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при гидравлически заторможенном вале.

Произведем расчет объемного КПД по полученной методике с учетом экспериментальных данных, полученных при испытании нового гидронасоса на диагностическом стенде КИ-28097:

$$\begin{aligned} \eta_0 &= 1 - \frac{1,7 \cdot 4 \cdot \left[\left(\frac{50}{110,5} \right)^{0,74} - \left(\frac{50}{200} \right)^{0,74} \right]}{0,056 \cdot 1500} = \\ &= 1 - \frac{1,7 \cdot 4 \cdot \left[(0,45)^{0,74} - (0,25)^{0,74} \right]}{84} = \\ &= 1 - \frac{1,7 \cdot 4 \cdot [0,556 - 0,358]}{84} = 1 - \frac{1,34}{84} = \\ &= 1 - 0,0140 = 0,96. \end{aligned}$$

Сравнивая полученный объемный КПД с паспортными данными (таблица), приходим к выводу, что данная методика может быть применена для определения объемного КПД с необходимой точностью.

Заключение. 1. Объемные энергетические потери, как показывают практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа насосов, моторов, распределителей, клапанов, а зачастую и цилиндров. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра [4, 5].

2. Расход утечек в контурах гидропривода и гидропривода в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости [1, 6].

3. Для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии допустимо применять

Таблица — Техническая характеристика диагностированного нового гидронасоса 410.56-00...-08

Наименование параметра	Обозначение по табличке маркировочной	Значение для	
		гидромоторов	гидронасосов
Рабочий объем, см ³	—	56±1,68	
Номинальный перепад давления, МПа:	—	25 (20)*	
Давление на входе, МПа: номинальное максимальное < минимальное (абсолютное)	P_n	25 (20)* 35 (32)* —	— 1,6 0,07
Давление на выходе, МПа: номинальное максимальное	P_n	— —	25 (20)* 35 (32)*
Максимальное давление дренажа, МПа	—	0,2	
Частота вращения, с ⁻¹ : номинальная максимальная при максимальном давлении на входе** при минимальном давлении на входе минимальная на входе***	N_n	25±2,5	
		62,5	
		—	35,8
		0,83±0,08	6,7±0,7
Номинальная подача гидронасоса, дм ³ /с	Q_n	—	1,33+0,11 -0,10
Номинальный расход гидромотора, дм ³ /с	—	1,46+0,12 -0,11	—
Крутящий момент гидромотора, Н·м: номинальный страгивания	M_n	213,9 (171,2)* 146 (117)*	— —
Номинальная эффективная мощность, кВт, не менее	—	32,9 (26,9)*	—
Номинальная потребляемая мощность, кВт, не менее	P	—	35,8 (29,23)*
КПД в номинальном режиме: подачи для гидронасосов механический для гидромоторов полный	—	— 0,96 0,92	0,95 — 0,91
Кинематическая вязкость рабочей жидкости, мм ² /с: номинальная максимальная пусковая минимальная кратковременная	—	25±10 1500 10	
Температура рабочей жидкости, °С: минимальная максимальная	—	-40 +75	
Номинальная тонкость фильтрации, мкм	—	25	
Масса (без рабочей жидкости), кг, не более	—	42	
* При поставке с бронзовым блоком. ** При коэффициенте подачи не менее 0,5. *** При коэффициенте неравномерности не более 0,2 и коэффициенте подачи не менее 0,75.			

такой показатель как падение давления в контуре, используя схему диагностирования, описанную в статье. При этом закон Пуазейля следует усовершенствовать для статического метода определения объемного КПД.

4. Сравнивая полученный объемный КПД с паспортными данными (см. таблицу), приходим к выводу, что данная методика может быть применена для определения объемного КПД с необходимой точностью.

Список литературы

1. Сенин, А.П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих соединений: дис. ... канд. техн. наук / А.П. Сенин. — Саранск, 2012. — 242 с.
2. Матвеев, А.С. Влияние загрязненности масел на работу гидроагрегатов / А.С. Матвеев. — М.: Машиностроение, 1990. — 315 с.
3. Добринский, Г.К. Исследование деталей и узлов аксиально-поршневых гидромашин с целью повышения их долговечности: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.К. Добринский. — Одесса, 1975. — 19 с.
4. Диагностирование гидростатических трансмиссий / В.Я. Тимошенко [и др.] // Агропанорама. — 2009. — № 1. — С. 44–48.
5. Столяров, А.В. Повышение долговечности аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.В. Столяров; МГУ им. Н.П. Огарева. — Саранск, 2009. — 18 с.
6. Алексеенко, А.П. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. ... канд. техн. наук / А.П. Алексеенко. — Санкт-Петербург, 2001. — 180 с.
7. Багин, С.Б. Об оценке предельных значений диагностических параметров гидропривода экскаватора / С.Б. Багин // Труды ин-та ВНИИстройдормаш. — М., 1987. — Вып. 110. — С. 64–68.
8. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин / В.А. Васильченко. — М.: Машиностроение, 1983. — 302 с.
9. Жданко, Д.А. Оценка технического состояния агрегатов гидростатической трансмиссии по значению объемного КПД / Д.А. Жданко, Д.И. Сушко, И.В. Загородских // Агропанорама. — 2015. — № 2. — С. 5–9.
10. Предремонтное диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии / В.Я. Тимошенко [и др.] // Изобретатель. — 2014. — № 3. — С. 42–44.
11. Устройство для определения объемного КПД аксиально-плунжерного гидронасоса или гидромотора: пат. ВУ 21783 МПК7 F 04B 51/00 / Д.А. Жданко, В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.И. Сушко. — Опубл. 30.04.2018.
12. Проектирование и сооружение гидроустановок: учеб. курс по гидравлике / П. Дрекслер [и др.]. — Лор-на-Майне: Маннесманн Рексрот ГмБХ, 1988. — Т. 3. — 302 с.

ZHDANKO Dmitry A., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of Department "Operation and Maintenance of Machine and Tractor Fleet"¹

E-mail: zhdanko_dmitrii@mail.ru

SUSHKO Dmitry I.

Ph. D. Student, Senior Teacher¹

E-mail: hamster13@tut.by

¹Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 30 January 2018.

ESTIMATION OF TECHNICAL CONDITION OF UNITS OF A HYDRAULIC ACTUATOR OF MOBILE POWER MEANS ACCORDING TO VOLUMETRIC COEFFICIENT OF EFFICIENCY

In modern mobile power tools of domestic and foreign production, the torque from the engine to the working mechanisms is transferred, as a rule, by hydrostatic drives consisting of regulated and unregulated axial-plunger hydrounits. Their technical condition directly affects the performance of machinery in general. The analysis of the operability and longevity of controlled axial-plunger hydraulic units showed that in the pre-repair operation period the share of their failures is about 20 % of the total number of machine failures. According to scientific and technical sources, the average overhaul life of the repaired controlled axial-plunger hydrounits of the 313.3 series under actual operation does not exceed 60 % of the resource of the new product. The most vulnerable hydraulic drive units are the axial-plunger motor and pump, which include precision parts and make up more than 90 % of the cost of the entire drive. If the hydraulic drive fails and the malfunction can not be repaired directly in the operating conditions, the above mentioned units are sent to specialized enterprises for repair. Usually, because of the lack of diagnostic equipment, both at the operator enterprises and at repair enterprises both units are sent for repair without preliminary diagnosis. Repair companies explain the need to send both of units for repair as they have the same residual life. The results of our studies show the absence of such a pattern. At the repair enterprises, the repair is not carried out for the same reason — the lack of diagnostic equipment. Due to this, the two units sent for repair are subjected to complete disassembly, defects identification and repair. The available research results show that in more than 40 % of cases, the units require no repair. The purpose of the work is to develop a stand and a method for assessing the technical condition of hydraulic power units for mobile power equipment, to increase the functional reliability and efficiency of maintenance, to prevent failures during operation of the hydraulic drive and to ensure the prediction of the residual life of aggregates at specified operating intervals.

Keywords: mobile power tool, hydraulic drive, axial-plunger hydraulic pump, fluid leakage, gap, pressure, volumetric coefficient of efficiency, reliability, diagnosis

References

1. Senin A.P. *Tekhnologiya remonta reguliruemyykh aksialno-porshnevyykh gidromashin vosstanovleniem resursolimitiruyushchikh soedineniy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Technology of repair of adjustable axial-piston hydraulic machines by restoration of resource-limiting compounds. Ph. D. Thesis]. Saransk, 2012. 242 p.
2. Matveev A.S. *Vliyaniye zagryaznennosti masel na rabotu gidroagregatov* [Influence of oil pollution on the operation of hydraulic units]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 315 p.
3. Dobrinskiy G.K. *Issledovaniye detaley i uzlov aksialno-porshnevyykh gidromashin s tselyu povysheniya ikh dolgovechnosti*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research of details and assemblies of axial-piston hydraulic machines with the purpose of increase of their durability. Extended Abstract of Ph. D. Thesis]. Odessa, 1975. 19 p.
4. Timoshenko V.Ya., Novikov A.V., Zhdanko D.A., Nekrashevich E.S. Diagnostirovaniye gidrostaticheskikh transmissiy [Diagnosis of hydrostatic transmissions]. *Agropanorama* [Agropanorama], 2009, no. 1, pp. 44–48.
5. Stolyarov A.V. *Povysheniye dolgovechnosti aksialno-porshnevo-gidronasosa s naklonnym blokom vosstanovleniem i uprochneniem iznoshennykh poverkhnostey detaley*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increasing the durability of the axial-piston hydraulic pump with an inclined block by the restoration and hardening of worn out parts surfaces. Ph. D. Thesis]. Saransk, 2009. 18 p.
6. Alekseenko A.P. *Sovershenstvovaniye tekhnologii diagnostirovaniya gidroprivoda odnokovshovykh stroitelnykh ekskavatorov po obemnomu koeffitsiyentu poleznogo deystviya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvement of the technology of diagnosing the hydraulic drive of single-bucket construction excavators in terms of the volume coefficient of efficiency. Ph. D. Thesis]. St. Petersburg, 2001. 180 p.
7. Bagin S.B. Ob otsenke predelnykh znacheniy diagnosticheskikh parametrov gidroprivoda ekskavatora [On the evaluation of the limiting values of the diagnostic parameters of the hydraulic drive of an excavator]. *Trudy instituta VNIISTroydormash* [Proc. of the Russian national research institute of construction and road machinery], 1987, no. 110, pp. 64–68.
8. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskie oborudovaniya mobilnykh mashin* [Hydraulic equipment for mobile machines], Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 302 p.
9. Zhdanko D.A., Sushko D.I., Zagorodskikh I.V. Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya agregatov gidrostaticheskoy transmissii po znacheniyu obemnoy KPD [Estimation of technical condition of hydrostatic transmission units by the value of volumetric efficiency]. *Agropanorama* [Agropanorama], 2015, no. 2, pp. 5–9.
10. Timoshenko V.Ya., Zhdanko D.A., Novikov A.V., Sushko D.I., Zagorodskikh I.V. Predremontnoye diagnostirovaniye agregatov gidrostaticheskoy transmissii [Pre-repair diagnosis of hydrostatic transmission units]. *Izobretatel* [Inventor], 2014, no. 3, pp. 42–44.
11. Zhdanko D.A., Timoshenko V.Ya., Novikov A.V., Sushko D.I. *Ustroystvo dlya opredeleniya obyemnoy KPD aksialno-plunzhernogo gidronasosa ili gidromotora* [Device for determining the volumetric efficiency of an axial-plunger hydraulic pump or hydraulic motor]. Patent RB, no. 21783 MPK7 F 04B 51/00, 2018.
12. Dreksler P., Faatts H., Faykht F., Gays H., Morlok J., Visman E. *Proektirovaniye i sooruzheniye gidroustanovok. Uchebnyy kurs po gidravlike* [Design and construction of hydroelectric power plants. A training course on hydraulics]. Lohr am Main, Mannesmann Rexroth GmbH, 1988. Vol. 3, 302 p.