

Заключение

Таким образом, выбор оптимальных размеров комплексов машин позволяет получить экономию ресурсов при уборке единицы площади как картофеля, так и любой сельскохозяйственной культуры, за счет более полного использования фонда времени уборочных и транспортных агрегатов и, следовательно, повышения их производительности.

Список использованных источников

1. Непарко, Т.А. Определение рациональных комплексов машин при производстве механизированных работ / Т.А. Непарко, Е.Ю. Журавский // Тенденции развития АПК глазами молодых ученых : труды студенческой научно-практической конференции с международным участием (Рязань, 2 марта 2018 г.) – Рязань : Издательство РязГАУ, 2018. – С. 95-100.

2. Ловкис В.Б., Колос В.А. О критериях энергетической эффективности сельскохозяйственных технологий // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Межвед. темат. сборник. Т.42. – Мн.: РУП «ИМСХ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2008. – С. 13-19.

УДК 621.43.001.4

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

**Д. А. Жданко, к.т.н., доцент, заведующий кафедры,
А.В. Новиков, к.т.н., доцент, Д. И.Сушко, м.т.н.,
А.В. Нагорный, м.т.н.**

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

Введение

В современных мобильных энергетических средствах производства Республики Беларусь и зарубежных крутящий момент от двигателя к рабочим механизмам передается, как правило, гидрообъем-

ными приводами, состоящими из регулируемых и нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов, техническое состояние которых напрямую влияет на работоспособность техники в целом.

Как правило, из-за отсутствия диагностического оборудования, как на эксплуатирующих предприятиях, так и на ремонтных, оба агрегата отправляются в ремонт без предварительной их диагностики.

Имеющиеся результаты исследований показывают, что более, чем в 40% случаев ремонту подвергаются агрегаты, которым он не требуется.

Основная часть

Оценить техническое состояние основных агрегатов гидропривода мобильных энергосредств возможно по полному КПД.

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 [3, 4].

$$\eta_o = \frac{Q_m - q_{ym}}{Q_m} = 1 - \frac{q_{ym}}{V_o n_n} . \quad (1)$$

где Q_m – теоретическая производительность насоса;

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

V_o – рабочий объем насоса (мотора);

n_n – частота вращения вала насоса (мотора);

q_{ym} – утечки жидкости в насосе (моторе).

При оценке технического состояния насоса (мотора) его нагружают до номинальных параметров ($n=n_n=const$, $V_o=V_{omax}=const$).

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

Суть метода состоит в том, что в проверяемом гидроагрегате с помощью насоса с электроприводом создается давление номинального значения, и рабочая жидкость при этом давлении запирается в

системе гидроаккумулятора, 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 гидроаккумулятора ΔV .

$$q_{ym} = \Delta V, \quad (3)$$

где ΔV – изменение объема газа гидроаккумулятора.

Применяемые для измерения изменения объема газа гидроаккумулятора ΔV уравнения зависят от влияния времени на процесс зарядки или разрядки. В качестве практического правила для применения соответствующего уравнения может послужить следующее ограничение:

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

Универсальная зависимость для нахождения изменения объема газа гидроаккумулятора ΔV запишется в следующем виде:

$$\Delta V = V_{0e} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (4)$$

где V_{0e} – 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 (4) 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.

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

$$V_{реал} = C_i \cdot V_{o_2}, \quad (5)$$

где $V_{реал}$ – «реальный» объем газа;

C_i – коэффициент коррекции при изотермическом изменении.

При изменении состояния без изменения теплообмена

$$V_{реал} = C_a \cdot V_{o_2}, \quad (6)$$

где C_a – коэффициент коррекции без изменения теплообмена.

Коэффициенты коррекции C_i и C_a в уравнениях (5) и (6) могут заимствоваться непосредственно из диаграмм (рисунки 1 и 2) в зависимости от отношения давлений P_2/P_1 и максимального рабочего избыточного давления.

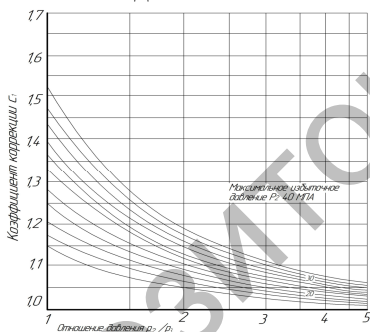


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента коррекции C_i от отношения давлений P_2/P_1 для изотермического изменения состояния

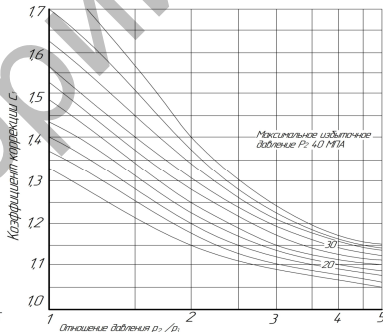


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента коррекции C_a от отношения давлений P_2/P_1 для изменения состояния без изменения объема

Тогда зависимость (1) запишется в следующем виде:

– при изотермическом изменении состояния

$$\eta_o = 1 - \frac{C_i V_{o_2} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_{o_2} n_n}, \quad (9)$$

– при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_o = 1 - \frac{C_a V_o \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_o n_u}, \quad (10)$$

Учитывая тот факт, что вал диагностируемого гидроагрегата гидравлически заторможен, то зависимости (7 и 8) следует уточнить для статического метода определения объемного КПД введя коэффициент, показывающий степень влияния частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки

– при изотермическом изменении состояния

$$\eta_o = 1 - \frac{a C_i V_o \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_o n_u}, \quad (11)$$

– при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_o = 1 - \frac{a C_a V_o \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_o n_u}, \quad (12)$$

где a – коэффициент, показывающий степень влияние частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки.

$$a = \frac{q_{ym}^H}{q_{ym}^0}, \quad (13)$$

где q_{ym}^H – внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при номинальной частоте вращения, устанавливаемой стандартами и нормативами;

q_{ym}^0 – внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при гидравлически заторможенном вале.

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.

2. Расход утечек в контурах гидропривода и гидроприводе в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости.

Список использованной литературы

1. Сенин, А.П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих соединений: дис. канд. техн. наук. Саранск, ФГБОУВПО МГУ им. Н.П. Огарева, 2012. – 242 с.

2. Столяров, А.В. Повышение долговечности аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей: автореф. дис. канд. техн. наук. Саранск, МГУ им. Н.П. Огарева, 2009. – 18 с.

3. Алексеенко, А.П. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. канд. техн. наук. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2001. – 180 с.

4. 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.

5. Тимошенко, В.Я. Предремонтное диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии / В.Я. Тимошенко, Д.А. Жданко, А.В. Новиков, Д.И. Сушко, И.В. Загородских // Изобретатель. – 2014. - №3. – С. 42-44.

УДК 631.171

ПРОБЛЕМЫ ИЗУЧЕНИЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ПЛОДООВОЩНЫХ КУЛЬТУР

И.А. Пискачев, аспирант, А.В. Шемякин, д.т.н., доцент
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева», г. Рязань, Россия.

Введение

В процессе уборки, транспортировки и погрузо-разгрузочных работах, потери плодоовощной продукции на сегодняшний день