

новации в сельском хозяйстве: Теоретический и науч.-практ. журнал. – М.: ФГБНУ ВИЭСХ, 2016. – № 3(18). – С. 24-30.

2. Колос В.А., Ловкис В.Б. Анализ энергоэффективности технологии производства картофеля в Северо-Западном регионе России // Картофелеводство: Сб. науч. трудов. Т. 16. – Минск: РУП «НПЦ НАН Беларуси по картофелеводству», 2009. – С. 292-297.

3. Елизаров В.П., Колос В.А., Сапьян Ю.Н., Максимов Д.А., Морозов Ю.Л. Методика топливно-энергетической оценки производства продукции растениеводства. – М.: ВИМ, 2012. – 84 с.

4. Колос В.А., Сапьян Ю.Н., Михеев В.В., Ловкис В.Б. Повышение энергоэффективности выращивания биомассы для переработки в биотопливо // Агропанорама. – 2016. – №3. С. 18-20.

4. Карабаницкий А.П., Чеботарев М.И. Комплектование энергосберегающих МТА. – Краснодар: КубГАУ, 2012. – 97 с.

5. Еськов И.Д., Иванченко В.В., Теняева О.Л. и др. Методическое руководство по выполнению дипломной выпускной квалификационной работы по специальностям «Защита растений», «Флодо-овощеводство и виноградарство». – Саратов: СГАУ, 2007. – 51 с.

УДК 621.43.001.4

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТОВ ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПО ОБЪЕМНОМУ КОЭФФИЦИЕНТУ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

**Д.А. Жданко, к.т.н, доцент, А.В. Новиков, к.т.н., доцент,
Д.И. Сушко**

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

Введение

В современных мобильных энергетических средствах производства республики Беларусь и импортных вращение 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 [1], что с начала эксплуатации и до ремонта доля их отказов составляет около 20 % от общего числа отказов машин.

К тому же, согласно данным, приведенным в [1], наработка регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов до отказа должна составлять тысячу часов работы при номинальных режимах, а 90 % ресурс агрегата должен соответствовать одному из условий: на номинальном режиме работы – 3 500 часов или при рабочем давлении 16 МПа – 6 000 часов.

По данным научно-технических источников, ресурс отремонтированных регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов серии 313.3 в условиях реальной эксплуатации не превышает 60 % от ресурса нового изделия. Согласно проведенным исследованиям [1, 2] из 150 единиц техники, находящейся в эксплуатации на сельскохозяйственном предприятии, на долю отказов машин с аксиально-плунжерными гидроагрегатами с наклонным блоком приходилось 38 отказов или 18,7% отказов при средней продолжительности простоя около 52 часов по причине устранения отказа. При этом по причине устранения остальных отказов средняя продолжительность простоев не превышает 35 часов.

Как показали наблюдения за мобильными энергетическими средствами, оснащенными аксиально-плунжерными регулируемыми гидроагрегатами, проведенное в [1, 2], на долю аксиально-поршневых гидроагрегатов пришлось 102 отказа или около 20%, причем на долю отказов по причине изнашивания распределительной пары пришлось 40%, поршневых пар 24,5%, пары «поршень - шатун - вал» – 12%.

Из анализа работ [1, 2] установлено, что в основном на работоспособность аксиально-плунжерных гидроагрегатов влияют: «блок цилиндров - поршень» - до 25% случаев и «блок цилиндров - распределитель» - до 40% случаев отказа. В результате изнашивания деталей, образующих эти соединения, происходит интенсивное увеличение технологических зазоров, увеличиваются внутренние утечки жидкости и снижается объемный коэффициент полезного действия (КПД) агрегата. Другие соединения незначительно влияют на работоспособность гидроагрегата, суммарно отказы по их

вине возникают только в 7-10% случаев. Такие данные справедливы только для нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов. Для регулируемых гидроагрегатов необходимо учитывать соединения образованные в элементах управления углом наклона качающего узла (регулятор).

Основная часть

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

Полный КПД – произведение механического, гидравлического и объемного КПД. Механический КПД учитывает потери на трение в подвижных соединениях насосов и гидромоторов. Он изменяется в результате роста зазоров в сопряжениях гидронасосов и гидромоторов. В результате появляется 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 показывает совокупные потери энергии в потоке жидкости при прохождении им гидросопротивлений (трубопроводов, каналов и др.). Гидравлический КПД снижается 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°C. Из остальных факторов наиболее существенное влияние на изменение гидравлического КПД оказывает сопротивление фильтров, которое увеличивается по мере их засорения. Однако предельное сопротивление загрязненных фильтроэлементов, 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 показывает практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа гидронасосов и гидромоторов. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра [4, 5].

$$\eta_o = \frac{Q_m - q_{ym}}{Q_m} = 1 - \frac{q_{ym}}{Q_m}, \quad (1)$$

где Q_m – теоретическая производительность насоса;

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

V_o – рабочий объем насоса (мотора);

n – частота вращения вала насоса (мотора);

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

Запишем формулу 1 с учетом выражения 2

$$\eta_o = \frac{Q_m - q_{ym}}{Q_m} = 1 - \frac{q_{ym}}{V_o n}. \quad (3)$$

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

Для определения значения утечек жидкости многие авторы [1, 5, 6] 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 щелевых уплотнений прецизионного исполнения, в качестве модели расхода утечек обычно принимают закон Пуазейля (4):

$$q_{ym} = \frac{h^3 b \Delta p}{12 \mu l}, \quad (4)$$

где h – высота зазора;

b – ширина зазора в направлении, перпендикулярном к направлению движения потока через зазор;

l – длина зазора вдоль направления потока;

μ – коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости;

Δp – перепад давления.

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 Δp и даже μ . Долю участия каждого из этих зазоров в объединённом потоке утечек, как правило, выделить не

удается. 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 уравнений 4 и 5, вводя параметры некоторого эквивалентного зазора, который является обобщающей характеристикой герметичности рассматриваемого узла. Приняв это допущение, можно сделать следующий вывод, что расход утечек в контурах гидропривода и гидроприводе в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости. При этом расход утечек можно определить исходя из математического ожидания M_p перепада давления [6]:

$$M_p = \frac{1}{t_i} \int_0^{t_i} \frac{d\Delta p}{dt} dt, \quad (5)$$

где t_i - длительность i -ой диагностирования.

Практическое использование уравнения 6 дает возможность считать, что расход утечек прямо пропорционален усредненному перепаду давления в соответствующем контуре. Прямолинейная зависимость расхода утечек и объемного КПД от давления у аксиально-поршневых насосов показана также в [8]. Аналогичные зависимости для гидронасосов и гидромоторов приведены в [7]. Это подтверждает обоснованность принятого допущения.

Исходя из вышеперечисленного для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии, возможно, применять такой показатель как падение давления в контуре, применяя разработанную авторами схему диагностирования, которая описана в [9, 10].

При этом зависимость 4 следует усовершенствовать для статического метода определения объемного КПД введя два коэффициента

$$q_{ym} = k \cdot a \cdot \frac{\Delta p}{12\mu}, \quad (6)$$

где k – коэффициент пропорциональности, показывающий зависимость эквивалентного зазора от перепада давления в контуре гидроагрегата;

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

Причем коэффициенты a и k для данной диагностической схемы необходимо определить экспериментальным путем.

В результате преобразований зависимостей 3-6 получим формулу

$$\eta_o = 1 - \frac{t_i \cdot k \cdot a \cdot \Delta p}{12 \mu V_o}, \quad (7)$$

Зависимость 7 позволит оценить техническое состояние агрегатов гидропривода мобильных технических средств по падению давления в контуре.

Заключение

1. Объемные энергетические потери, как показывает 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 гидроприводе в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости [1, 6].

3. Для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии, возможно, применять такой показатель как падение давления в контуре, применяя схему диагностирования описанную в [9, 10]. При этом зависимость 4 следует усовершенствовать для статического метода определения объемного КПД.

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. 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. Одесса, 1975. – 19 с.

4. Тимошенко, В.Я. Диагностирование гидростатических трансмиссий / В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.А. Жданко, Е.С. Некрашевич // Агротранспорт. – 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. Саранск, МГУ им. Н.П. Огарева, 2009. – 18 с.

6. 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.

7. Багин, С.Б. Об оценке предельных значений диагностических параметров гидропривода экскаватора // Труды ин-та ВНИИСтройдормаш, вып. 110. М.: 1987. – С64-68.

8. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. 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. 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 621.35.635

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОАКТИВИРОВАННЫХ РАСТВОРОВ НА СЕМЕНА ОВОЩНЫХ КУЛЬТУР

И.В. Кардашов, к.т.н., доцент; И.Б. Дубодел, к.т.н., доцент;

В.С. Корко, к.т.н., доцент

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

Введение

Увеличение производства и повышение урожайности сельскохозяйственных культур является одним из приоритетных направлений хозяйственного развития Республики Беларусь.