

Abstract. Present the local application developed for the purpose of addition the method of bench tests systems of agricultural machinery and allowing to perform calculation of admissible environment temperature at which operation of the machine in any region of world space is possible.

УДК 621.43.001.4

Жданко Д.А., кандидат технических наук, наук;

Сушко Д.И., старший преподаватель;

Вербицкий Д.С., студент

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

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

***Аннотация.** Целью работы является разработка методики 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.*

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, 4] 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, 4], 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%.

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

Полный КПД – производство механического, гидравлического и объемного КПД. Снижение механического КПД – несущественно, что подтверждают данные расчетов, приведенных, например, в [1].

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.

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 [2, 3].

$$\eta_o = \frac{Q_t - q_{ут}}{Q_t} = 1 - \frac{q_{ут}}{Q_t} = 1 - \frac{q_{ут}}{V_o n}, \quad (1)$$

где Q_t – теоретическая производительность насоса;

V_o – рабочий объем насоса (мотора);

n – частота вращения вала насоса (мотора);

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

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, 3, 4] 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 (2):

$$q_{ут} = \frac{h^3 b \Delta p}{12 \mu l}, \quad (2)$$

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 – 4], 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 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 [4, 5] 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 [4]:

$$M_p = \frac{1}{t_i} \int \frac{d\Delta p}{dt}, \quad (3)$$

где t_i – длительность i -ой диагностики.

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 [6]. Аналогичные зависимости для гидронасосов и гидромоторов приведены в [5]. 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 [7, 8].

При этом зависимость 2 следует усовершенствовать для статического метода определения объемного КПД введя два коэффициента

$$q_{yt} = k \cdot a \cdot \frac{\Delta p}{12\mu}, \quad (4)$$

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 1 – 4 получим формулу

$$\eta_o = 1 - \frac{t_i \cdot k \cdot a \cdot \Delta p}{12\mu V_o}, \quad (5)$$

Зависимость 5 позволит оценить техническое состояние агрегатов гидропривода мобильных технических средств по падению давления в контуре.

Заключение. 1 Расход утечек в контурах гидропривода и гидропривода в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости [1, 4].

2. Для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии, возможно, применять такой показатель как падение давления в контуре, применяя схему диагностирования, описанную в [7, 8]. 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. Тимошенко, В.Я. Диагностирование гидростатических трансмиссий / В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.А. Жданко, Е.С. Некрашевич // Агропанорама. – 2009. – № 1. – С. 44–48.

3. 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.

4. 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.

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

6. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. – 302 с.

7. 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.

8. 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.

Astract. The purpose of the work is to develop a methodology 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 when operating a hydraulic drive and to ensure the prediction of the residual life of aggregates at specified operating intervals.