

## ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

В.Я. Тимошенко, канд. техн. наук, доцент, А.В. Новиков, канд. техн. наук, доцент, Д.А. Жданко, аспирант, Е.С. Некрашевич, студент (УО БГАТУ)

### Аннотация

*Рассмотрены вопросы диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии на обкаточно-диагностическом устройстве в условиях ремонтных мастерских хозяйств и отделений «Райагросервиса».*

### Введение

В качестве привода ходового аппарата самоходных сельскохозяйственных, дорожных, строительных и других машин всё более широкое применение находит гидростатическая трансмиссия. Её преимущество перед традиционными в прошлом механическими трансмиссиями обусловлено бесступенчатым регулированием и реверсированием скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передач, высоким быстродействием и низкой инерционностью и металлоемкостью, возможностью широкой унификации гидравлического оборудования при простой компоновке на машинах и автоматизации управления при оптимальном режиме работы. Эта система достаточно надежна и долговечна при своевременном и соответствующем её обслуживании.

Однако такие агрегаты гидростатической трансмиссии, как аксиально-плунжерный насос и мотор включают прецизионные детали, что делает их гораздо дороже по сравнению с узлами механической трансмиссии. Детали этих агрегатов чрезвычайно уязвимы при взаимодействии с механическими примесями, что предъявляет высочайшие требования к качеству рабочей жидкости и состоянию фильтра.

Условия работы самоходного зерно- и кормоуборочного комбайна характеризуются повышенной запыленностью, что требует тщательного наблюдения за состоянием фильтра рабочей жидкости. Для этого во всасывающую полость установлен вакуумметр, которого нет ни в одной другой раздельно-агрегатной гидравлической системе машин.

Нарушение требований эксплуатации гидростатической трансмиссии ведет к интенсивному износу ее агрегатов, что вызывает остановку самоходных машин и их неработоспособность.

### Основная часть

Существует ряд рекомендаций по диагностированию технического состояния агрегатов гидростатической трансмиссии [1], которые требуют торможения самоходной машины. Такое торможение возможно только путем наезда машины на препятствие, что

может привести к поломке машины и травмированию обслуживающего персонала.

Необходимость диагностирования гидростатической трансмиссии возникает часто и определяется снижением скорости движения самоходной машины, невозможностью преодолевать уклоны местности и др.

При отказах гидростатической трансмиссии специалисты хозяйств чаще всего сводят ее диагностирование к проверке и очистке клапанов клапанной коробки гидромотора, замене масляного фильтра. Если эти мероприятия не позволили восстановить работоспособность гидростатической трансмиссии, то пару – гидромотор и гидронасос одновременно отправляют на специализированные ремонтные предприятия для дополнительной объективной диагностики и определения потребности в ремонте одного или другого агрегата.

Поступающие на ремонтное предприятие аксиально-плунжерный насос и мотор без входной диагностики добросовестно ремонтируют. Причем, полученные агрегаты гидростатической трансмиссии (насос и мотор) одной самоходной машины ремонтируются предприятием необезличенно и возвращаются хозяйству парой.

Аргументируется это тем, что при приемке указанных агрегатов «парой», после устранения имеющихся неисправностей, сохраняется их одинаковый остаточный ресурс.

На первый взгляд, этот аргумент достаточно обоснованный, так как недоиспользование ресурса несет косвенные убытки предприятию. Вместе с тем полная разборка и инструментальный контроль состояния гидроагрегата без предварительной объективной оценки потребности его в разборочно-сборочных и регулировочных воздействиях стоят достаточно дорого. И эти затраты оплачивают хозяйства.

Исследования, проведенные на ОАО «Гомельский МРЗ», показывают, что в 25-30% случаев гидронасосы требуют либо очистки с промывкой, либо регулировки золотникового устройства сервомеханизма, а гидромоторы – очистки с промывкой и регулировки клапанов.

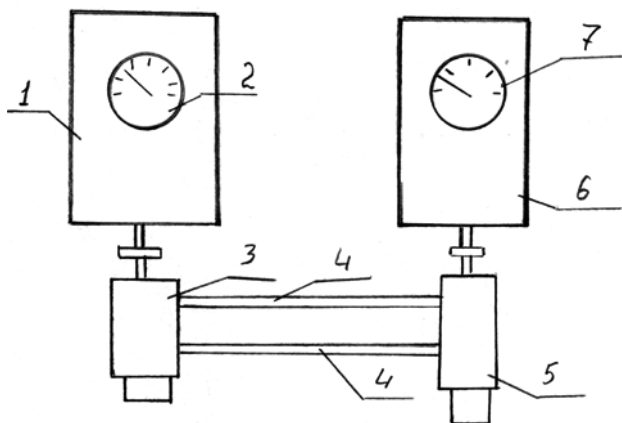


Рисунок 1. Принципиальная схема установки для послеремонтной обкатки аксиально-плунжерных гидронасосов и гидромоторов: 1 – обкаточно-тормозной стенд КИ – 5554 привода аксиально-плунжерного насоса; 2 – весовой механизм измерения крутящего момента (Н·м) привода гидронасоса; 3 – проверяемый аксиально-плунжерный гидронасос; 4 – рукава высокого давления привода аксиально-плунжерного гидромотора; 5 – проверяемый аксиально-плунжерный гидромотор; 6 – обкаточно-тормозной стенд загрузки аксиально-плунжерного гидромотора; 7 – весовой механизм определения момента загрузки (Н·м) на валу аксиально-плунжерного мотора

Авторам представляется, что сложившаяся практика отправки в ремонт аксиально-плунжерной пары (гидронасос и гидромотор) без предварительной объективной диагностики, а также ремонт этой пары на ремонтном предприятии без входного диагностирования, является следствием отсутствия в хозяйствах и на предприятиях «Райагросервиса» приемлемого диагностирующего стенда, что приводит к недоиспользованию ресурса гидроагрегатов и огромным затратам средств на их ремонт.

На ОАО «Гомельский мотороремонтный завод» на участке ремонта агрегатов гидростатической трансмиссии производится их послеремонтная обкатка и определение следующих показателей:

- крутящего момента на валу гидронасоса при номинальном давлении 20,6 МПа;
- крутящего момента на валу гидромотора при номинальном давлении в гидросистеме, Нм;
- частота вращения гидромотора и гидронасоса при номинальном давлении, мин<sup>-1</sup>.

При этом регулируются клапана давления подпитки на величину 0,0245 МПа, переливной (на гидромоторе) – на давление 0,0245 МПа и предохранительный – на давление 36,5 МПа.

Регулировка последних ввиду опасности ее проведения на работающем под нагрузкой гидроприводе производится ступенчато после многократной проверки давления срабатывания и остановки привода.

Как правило, требуемое давление срабатывания регулируется в несколько приемов.

Для обкатки используется установка с двумя спаренными электротормозными стендами. Каждый стенд весит 2800 кг и требует для своего размещения площадь более 30м<sup>2</sup>. Принципиальная схема устройства изображена на рис.1.

Принцип работы установки для послеремонтной обкатки и испытания насосов и гидромоторов, используемой на ОАО «Гомельский мотороремонтный завод», состоит в том, что вал стенда 1 через муфту соединен с валом насоса 3, который подает через рукава высокого давления 4 рабочую жидкость к мотору 5. Мотор 5 соединен со стендом 6, который загружает мотор до номинального давления в системе 20,6 МПа.

При этом давлении регистрируется значение момента загрузки вала гидромотора по весовому механизму 6 и частота вращения вала мотора, а по механизму 2 – момент привода гидронасоса и частота вращения его вала.

В техническом паспорте, выдаваемом заказчику, отражаются измеренные показатели.

Как видно из приведенного выше, установка позволяет обкатать отремонтированные агрегаты и определить их техническое состояние после ремонта и соответствие техническим условиям. Однако габариты и вес установки требуют изыскания других способов и средств для диагностирования и обкатки агрегатов объемного гидропривода.

В Белорусском государственном аграрном техническом университете на кафедре ЭМТП разработано устройство [2] (рис. 2), позволяющее в условиях хозяйств и предприятий агросервиса проводить объ-



Рисунок 2. Обкаточно-диагностическое устройство

активное безразборное диагностирование аксиально-плунжерных насосов и моторов и при необходимости производить их послеремонтную обкатку.

Работа устройства основана на использовании дросселирования потока жидкости через отверстие постоянного сечения для создания нагрузки на валу гидронасоса и гидромотора. Гидравлическая схема обкаточно-диагностического устройства приведена на рис. 3.

Стенд устроен и работает следующим образом: привод гидронасоса 1 осуществляется от ВОМ трактора, так как диагностирование агрегатов гидрообъемной трансмиссии на предприятиях системы «Рай-агросервис» и в хозяйствах производится эпизодически. Насос 1 – образцовый, с коэффициентом подачи  $\eta_0 = 0,97$ , по рукавам 12 подает рабочую жидкость в гидромотор 2 и вращает его вал, который через муфту 7 соединен с гидронасосом 3. Рукавами высокого давления 12 нагрузочного насоса 3 соединены его вход и выход через дроссель постоянного сечения 13 и рекуперационный теплообменник 6.

Принцип работы обкаточно-диагностического устройства заключается в том, что при проверке насоса он устанавливается вместо образцового насоса 3. ВОМ трактора вращает вал насоса 1. При вертикальном положении рычага гидрораспределителя аксиально-плунжерного насоса вал мотора 2 вращаться не будет.

Медленно наклоняя рычаг гидрораспределителя насоса до максимальной подачи, достигаем максимальной частоты вращения вала гидромотора. При этом рычаг гидрораспределителя нагрузочного гидронасоса 3 находится в вертикальном положении, когда его подача равна нулю.

Медленно поворачивая рычаг гидрораспределителя насоса 3, увеличиваем давление до максимального значения. Следим за давлением по показанию манометра 10. При известных значениях площади сечения дросселя и минимально допустимого коэффициента подачи насоса по максимальному давлению в системе делаем заключение о состоянии насоса.

Так как аксиально-плунжерный насос с регу-

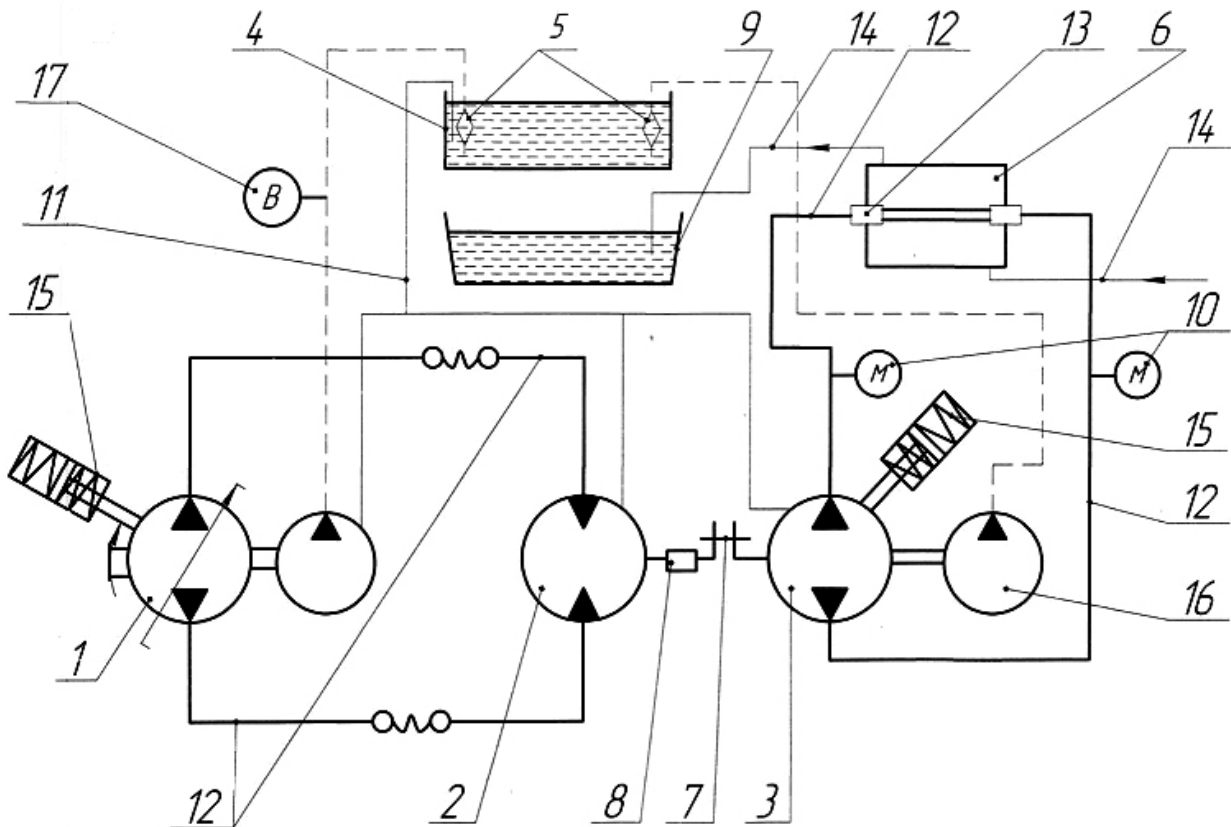


Рисунок 3. Гидравлическая схема обкаточно-диагностического стенда: 1 – эталонный аксиально-плунжерный гидронасос (объемный КПД = 0,96); 2 – эталонный аксиально-плунжерный гидромотор (объемный КПД = 0,96); 3 – испытываемый аксиально-плунжерный насос; 4 – масляный бак; 5 – масляный фильтр; 6 – теплообменник; 7 – соединительная муфта; 8 – тахометр; 9 – аккумулятор горячей воды; 10 – манометры; 11 – магистраль отвода масла из корпусов системы; 12 – рукава высокого давления; 13 – толстостенная труба высокого давления с дросселем постоянного сечения; 14 – рукава подвода водопроводной воды для охлаждения рабочей жидкости и отвода теплой воды в аккумулятор-накопитель; 15 – сервомеханизм поворота наклонной шайбы; 16 – насос подпитки; 17 – вакуумметр

лируемой подачей, то представляется возможным для загрузки использовать дроссель постоянного сечения. Приблизительную площадь его сечения определим по известной зависимости через расход рабочей жидкости [3]:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости через дроссель, м<sup>3</sup>/с;

$\mu$  – коэффициент расхода ( $\mu = 0,62$ );

$S_0$  – площадь сечения дросселя, м<sup>2</sup>;

$\Delta p$  – разность давлений жидкости до и после дросселя, Па;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

Преобразуя формулу (1) получим:

$$S_0 = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}}. \quad (2)$$

Подачу насоса или расход рабочей жидкости через дроссель определим по формуле:

$$Q = V_{o.n} \cdot n_n \cdot \eta_{o.n}, \quad (3)$$

где  $V_{o.n}$  – рабочий объем насоса. Для насоса НП-90 рабочий объем равен 89 см<sup>3</sup>;

$n_n$  – частота вращения вала насоса;

$\eta_{o.n}$  – объемный КПД насоса,  $\eta_{o.n} = 0,75 \dots 0,97$ .

Для нового насоса расход будет равен

$$Q = 89 \cdot 10^{-6} \cdot 2900 / 60 \cdot 0,97 = 0,0041726 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для определения площади сечения дросселя примем:  $\mu = 0,62$ ;  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>; номинальное давление в системе  $p_n = 20,6$  МПа. Так как давление за дросселем постоянного сечения практически отсутствует, то его значением можно пренебречь. Следовательно,  $\Delta p = p_n$ .

Примерное значение дросселя постоянного сечения будет равно

$$S_0 = \frac{0,0041726}{0,62 \sqrt{\frac{2}{850} \cdot 20,6 \cdot 10^6}} = 0,0000306 \text{ м}^2.$$

Диаметр отверстия дросселя определим по следующей формуле:

$$S = \pi \cdot d^2 / 4. \quad (4)$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{S}{\pi}}. \quad (5)$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,0000306}{3,14}} = 0,0062 \text{ м}.$$

Ввиду того, что значение коэффициента зависит от чистоты обработки дросселя и формы отверстия, полученное значение диаметра довольно приближенное и требует экспериментального уточнения. Однако это значение позволяет примерно выбрать пределы

изменения диаметра дросселей для проведения эксперимента.

Так как при полной подаче насоса при диаметре дросселя 6,2 мм и объемном КПД насоса 0,97 давление будет номинальным  $p_n = 20,6$  МПа, то при минимально допустимом объемном КПД насоса  $\eta_{o.n} = 0,75$  давление, ниже значения которого насос будет неисправным, находится по зависимости:

$$p_n = \frac{V_{o.n}^2 \cdot n_n^2 \cdot \eta_{o.n}^2 \cdot \rho}{2 \mu^2 S_0^2}, \quad (6)$$

$$p_n = \frac{(89 \cdot 10^{-6})^2 \cdot \left(\frac{2900}{60}\right)^2 \cdot 0,75^2 \cdot 850}{2 \cdot 0,62^2 \cdot 0,0000306^2} = 12,3 \text{ МПа}.$$

На рис. 4 представлена графическая зависимость объемного КПД насоса от его давления.

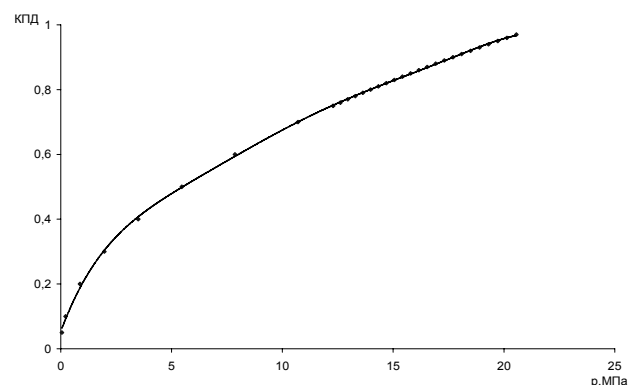


Рисунок 4. График зависимости объемного КПД насоса от его давления при диаметре дросселя 6,2 мм

Гидромотор проверяется по частоте вращения его вала при номинальном давлении в системе (20,6 МПа):

$$n_r = \frac{V_{o.r}}{V_{o.g}} \eta_{o.r} \eta_{o.g} n_n,$$

где  $V_{o.r}$  – рабочий объем гидромотора. Для гидромотора МП-90 рабочий объем равен 89 см<sup>3</sup>;

$\eta_{o.r}$  и  $\eta_{o.n}$  – объемный КПД гидромотора и насоса соответственно.  $\eta_{o.r} = 0,7 \dots 0,98$ .

При объемном КПД гидромотора равном  $\eta_{o.r} = 0,98$  и объемном КПД гидронасоса равном  $\eta_{o.n} = 0,97$ , при номинальном давлении в системе он должен вращаться с частотой

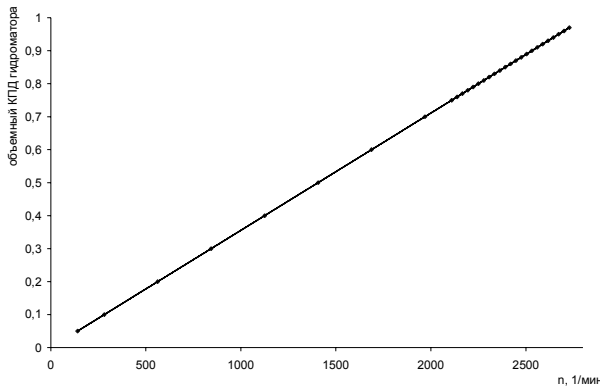
$$n_r = 2900 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 2756 \text{ мин}^{-1}.$$

Минимально допустимое снижение объемного КПД исправного мотора  $\eta_{o.r} = 0,7$ , при котором частота вращения его вала, ниже которой он считается неисправным, будет

$$n_r = 2900 \cdot 0,7 \cdot 0,97 = 1969 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, если при номинальном давлении в гидросистеме равном 20,6 МПа обороты будут не ниже 1969 мин<sup>-1</sup>, гидромотор считается исправным.

На рис. 5 представлена графическая зависимость объемного КПД гидромотора от его частоты вращения.



*Рисунок 5. График зависимости объемного КПД гидромотора от его частоты вращения при диаметре дросселя 6,2 мм*

**Выводы**

Анализ экспериментально-теоретических исследований показывает, что применение дроссельного эффекта при диагностировании агрегатов гидростатических трансмиссий с использованием разработан-

ного в БГАТУ обкаточно-диагностического стенда, с применением дросселя постоянного сечения  $S=30,6 \text{ мм}^2$  и максимальных оборотах гидронасоса в системе создается номинальное давление 20,6 МПа при объемном КПД насоса 0,97 и 12,3 МПа при  $\eta_{o,n}=0,75$ .

Применение предложенного стенда позволит снизить металлоемкость и необходимую площадь для его размещения в сравнении со стендом КИ-5554 в 15 раз.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Присс, В.И. Диагностирование тракторов: учеб. пособие для с.-х. вузов / В.И. Присс, В.К. Марочкин, Н.И. Бохан [и др.]; под ред. В.И. Присса. – Мн.: Ураджай, 1993. – С. 209-227.
2. Стенд для диагностирования гидростатических трансмиссий: пат. 2340 Респ. Беларусь, МПК G 01M 13/00, A01D69/03 / В.Я. Тимошенко, Д.А. Крот, В.В. Ярош и др.; заявитель Белорус. гос. аграрн. техн. ун-т. – №ш 20050228; заявл. 19.04. 05; опубл. 30.12.05// Офиц. бюл./ Нац. центр интеллектуал. собственности. – 2005.
3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропривод / Т.М. Башта, С.С Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – С. 106-118.

**Радиоволновой влагомер зерна**



Прибор предназначен для непрерывного измерения влажности зерна в процессе сушки на зерносушильных комплексах путем измерения величины поглощения СВЧ энергии влажным материалом и преобразования этой величины в цифровой код, соответствующий влажности материала. Прибор обеспечивает измерение влажности от 9 до 25% при температуре контролируемого материала от 5 до 65°C абсолютной погрешностью не более 0,5%.  
Автор: Дайнеко В.А., кандидат технических наук, доцент.