

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

Минск
БГАТУ
2019

Авторы:

Д. А. Жданко, С. К. Карпович, В. Я. Тимошенко,
А. В. Новиков, Д. И. Сушко

Жданко, Д. А. Методические рекомендации по оценке технического состояния агрегатов гидростатических трансмиссий мобильных энергетических средств / Д. А. Жданко [и др.] ; под общ. ред. Д. А. Жданко. – Минск, БГАТУ, 2019. – 124 с.: ил. – ISBN 978-985-25-0011-1.

Представлены организационно-технологические требования по эксплуатации и техническому обслуживанию гидростатических трансмиссий мобильных энергетических средств. Особое внимание уделено оценке технического состояния агрегатов гидростатических трансмиссий мобильных энергетических средств, предложена конструкция диагностического устройства, разработана методика оценки технического состояния гидростатических трансмиссий и прогнозирование их остаточного ресурса.

Издание предназначено для инженерно-технических работников организаций АПК и сервисных предприятий. Может быть использовано в качестве пособия в учреждениях образования для подготовки и переподготовки инженерных кадров.

Табл. 7. Ил. 29. Библиогр.: 37 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Министерства сельского хозяйства
и продовольствия Республики Беларусь
(протокол № 4-18 от 17 декабря 2018 г.)

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Гидропневмоавтоматика
и гидропневмопривод» БНТУ *А. И. Бобровник*;
кандидат технических наук, доцент,
заведующий лабораторией РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства» *В. К. Клыбик*

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ	
1.1. Применение гидростатических трансмиссий	7
1.2. Устройство гидростатических трансмиссий.....	11
1.3. Эксплуатационные факторы, влияющие на надежность гидростатических трансмиссий.....	14
1.3.1. Рабочие жидкости гидравлических систем.....	14
1.3.2. Эксплуатационные факторы	25
1.4. Особенности эксплуатации и техническое обслуживание	27
1.5. Возможные неисправности гидростатических трансмиссий и методы их устранения.....	33
2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ	
2.1. Цель диагностирования гидростатических трансмиссий.....	40
2.2. Анализ методов диагностирования гидростатических трансмиссий мобильных технических средств	42
2.3. Анализ средств диагностирования гидростатических трансмиссий мобильных технических средств	53
3. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ	
3.1. Разработка принципиальной схемы диагностического устройства.....	63
3.2. Исследование процесса нагружения вала аксиально-плунжерного насоса дросселированием потока рабочей жидкости	65
3.3. Исследование процесса истечения жидкости через отверстие дросселя и обоснование его параметров.....	72
3.4. Тепловой расчет диагностического устройства	75
3.5. Методика определения основных параметров диагностического устройства.....	81

4. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ	
4.1. Оценка технического состояния агрегатов гидростатических трансмиссий	85
4.2. Оценка технического состояния аксиально-плунжерных насосов	87
4.3. Оценка технического состояния аксиально-плунжерных гидромоторов.....	94
5. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА	
5.1. Задачи, сущность прогнозирования технического состояния и показателей надежности машин	98
5.2. Прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра и по реализации изменения параметра	99
5.3. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов машин при известной наработке от начала эксплуатации	101
5.4. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов машин при неизвестной наработке от начала эксплуатации	104
5.5. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов с учетом случайного характера изменения параметра	106
6. ОХРАНА ТРУДА ПРИ РАБОТЕ С ДИАГНОСТИЧЕСКИМ УСТРОЙСТВОМ. ИНСТРУКЦИЯ	108
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	115
ПРИЛОЖЕНИЯ	119

ВВЕДЕНИЕ

В современных мобильных энергетических средствах производства Республики Беларусь и зарубежных крутящий момент от двигателя к колесам передается, как правило, гидростатической трансмиссией (ГСТ), состоящей из регулируемых и нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов, техническое состояние которых напрямую влияет на работоспособность техники в целом.

Анализ долговечности и работоспособности регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов показал, что с начала эксплуатации и до ремонта доля их отказов составляет 20...25 % от общего числа отказов машин.

Средний межремонтный ресурс отремонтированных регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов серии 313.3 в условиях реальной эксплуатации не превышает 60 % от ресурса нового изделия.

Наименьшей надежностью обладают такие агрегаты гидростатической трансмиссии, как аксиально-плунжерные мотор и насос, включающие прецизионные детали и составляющие более 90 % стоимости всего привода.

Внешние проявления отказов устанавливают органолептическими методами без использования диагностических средств. В результате этого основные агрегаты ГСТ зачастую снимаются с машин и направляются в ремонт с недоиспользованным на 30...40 % ресурсом. Несвоевременная замена агрегатов при досрочном исчерпании ресурса при усложнении условий эксплуатации, отличных от регламентированных, приводит к аварийным ситуациям в работе ГСТ. Средством повышения функциональной надежности и эффективности технического обслуживания, предупреждения отказов при эксплуатации ГСТ является техническая диагностика, обеспечивающая прогнозирование остаточного ресурса агрегатов на задаваемых интервалах наработки.

При отказе ГСТ и невозможности устранения неисправности непосредственно в условиях эксплуатации вышеуказанные агрегаты отправляются в ремонт на специализированные предприятия.

Как правило, из-за отсутствия диагностического оборудования на эксплуатирующих и ремонтных предприятиях оба агрегата отправляются в ремонт без предварительной их диагностики. Ремонтные предприятия мотивируют необходимость отправки

в ремонт двух агрегатов одновременно: 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 – отсутствие диагностического оборудования, в силу чего поступившие в ремонт оба агрегата подвергаются полной разборке, дефектовке и ремонту.

Имеющиеся результаты исследований показывают, что более чем в 40 % случаев ремонт агрегатам не требуется.

Поддержание ГСТ машин в исправном состоянии, уменьшение затрат на техническое обслуживание возможно за счет применения диагностирования, что позволяет более точно устанавливать сроки и объем работ по обслуживанию и ремонту, исключать ненужные разборочно-сборочные работы, определять действительную потребность в регулировках, выявлять и контролировать основные эксплуатационные показатели ГСТ во время работы, определять целесообразность проведения ремонтных работ, маневрировать сроками технического обслуживания в зависимости от напряженности работ, прогнозировать остаточный ресурс и наработку узлов и отдельных аппаратов.

Развитие процессов механизации сельского хозяйства требует совершенствования теории и практики эксплуатации ГСТ машин, в частности в области диагностики, поиска отказов и прогнозирования остаточного ресурса.

1. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

1.1. Применение гидростатических трансмиссий

Большинство современных тракторов и автомобилей (особенно маломощных) используют в приводе колес ступенчатые коробки передач, раздаточные коробки и жесткую кинематическую связь между колесами. Ступенчатая трансмиссия, осуществляя жесткую связь двигателя с колесами, нагружает двигатель моментом, пропорциональным моменту дорожных сопротивлений, которые изменяются в широком диапазоне произвольно и независимо от водителя. В результате двигатель используется недостаточно эффективно, и эксплуатационный расход топлива весьма велик. Все эти обстоятельства приводят к выводу о необходимости применения на самоходных сельскохозяйственных машинах, полноприводных автомобилях (особенно на многоколесных), строительно-дорожных машинах бесступенчатых трансмиссий, поскольку механические трансмиссии уже не способны эффективно и рационально решать задачи передачи и трансформации энергии от двигателя до движителей или рабочих органов.

В мировой практике гидростатические передачи, как технически более сложные, наукоемкие, трудоемкие в производстве и, соответственно, имеющие бóльшую себестоимость по сравнению с механическими передачами, нашли применение, в первую очередь, на тех машинах и транспортных средствах, где механические передачи уже не способны эффективно и рационально решать задачи подвода и трансформации по заданным законам мощности от двигателя к рабочим органам или движителям транспортных средств. К таким объектам относятся самоходные сельскохозяйственные машины, транспортно-технологические, лесотехнические машины и практически все строительно-дорожные машины-краны, экскаваторы, грейдеры, трубоукладчики, универсальные погрузчики (и т. п.) с их разветвленной и дистанционной раздачей потоков мощности по различным рабочим органам, в том числе и вспомогательных, с плавной, в большинстве случаев, бесступенчатой

регулировкой скорости и усилий перемещения, быстрым (в пределах 0,2...0,5 с) и бесступенчатым (переходящим через «ноль») реверсированием, реализацией сверхмалых («ползучих») скоростей, надежной и стабильной защитой от перегрузок, ударов и толчков, с хорошим позиционированием (жесткостью привода). В подавляющем большинстве случаев гидрообъемные передачи применяются на этих объектах и для самопередвижения.

Кроме того, гидростатические трансмиссии применяются на сельскохозяйственных машинах: зерноуборочных и кормоуборочных комбайнах, сельскохозяйственных колесных и гусеничных тракторах.

Главная цель применения ГСТ на тракторах – повышение их производительности в результате увеличения коэффициента загрузки двигателя, облегчение управления трактором (нет трудоемких операций, связанных с управлением сцеплением и коробкой передач) и обеспечение лучшей маневренности, что приводит к уменьшению затрат времени на повторы. Причем производительность повышается, несмотря на меньший ($\approx 10\%$) КПД ГСТ по сравнению с КПД механической трансмиссии [1]. (Исследования были проведены в 90-х гг. XX в.) Так, при установке на трактор ГСТ вместо механической трансмиссии коэффициент загрузки двигателя увеличился на пахоте от 0,827 до 0,894; на уборке картофеля – от 0,791 до 0,947; на посеве зерновых – от 0,626 до 0,765. В результате этого производительность трактора возросла: при пахоте, дисковании, культивации и посеве – на 6...19 %; при скашивании трав и зерновых культур – на 16...18, при уборке кукурузы, свеклы, картофеля и перевозок – на 18...30 %. Затраты времени на повороты трактора уменьшились на 30...35 % [1].

Несмотря на изложенные преимущества, на сельскохозяйственных тракторах ГСТ стала широко применяться с развитием энергонасыщенных тракторов, что ранее сдерживала только одна причина – высокая стоимость ГСТ. В настоящее время, благодаря меньшей металлоемкости конструкций, относительной дешевизне, ГСТ более широко применяется на тракторах. Также распространены ГСТ в конструкциях малогабаритных колесных машин, используемых в качестве садово-огородных, газонокосилок, тягачей, машин для уборки снега и мусора и пр.

Особенно благоприятные условия складываются для применения ГСТ на зерноуборочных, кормоуборочных, картофелеуборочных, свеклоуборочных комбайнах. Значительная часть мощности двигателя комбайна затрачивается на привод рабочих органов, таких как транспортеры, молотильный барабан и других агрегатов, меньшая, равная 30...40 %, – на перемещение комбайна. Рассчитанная на достаточно большую мощность, ГСТ имеет небольшую стоимость, позволяет плавно и непрерывно изменять скорость в соответствии с плотностью урожая на поле, в результате чего максимально загрузить рабочие органы комбайна, т. е. увеличить его производительность. Также благоприятны условия использования ГСТ на таких самоходных сельскохозяйственных машинах, как опрыскиватели, подборщики и т. п. Важными для этих машин являются компоновочные преимущества, которыми обладает ГСТ, а также возможность использования гидравлической системы (в том числе насосной установки) как для передвижения, так и для привода технологических агрегатов, который трудно осуществить механическим путем из-за удаленности этих агрегатов от двигателя. В результате ряда случаев удается значительно снизить массу самоходной машины. При работе на полях за счет плавного, без разрывов, потока мощности, приложения крутящего момента к колесам достигается лучшее сохранение почвы.

В настоящее время расширилось применение ГСТ для привода движителей различных автотранспортных средств, в основном полноприводных высокой проходимости и специальных. ГСТ получили применение в таких областях, где механическая трансмиссия и даже гидромеханический привод не дают требуемого результата: самоходные многоколесные тяжеловозы (грузоподъемностью 150...200 т); тяжелые самосвалы (свыше 50 т); сочлененные колесные и гусеничные машины; самоходные универсальные погрузчики; строительно-дорожные машины; механизмы поворота гусеничных машин; многоколесные малотоннажные плавающие автомобили высокой проходимости (АВП) (типа «Джиггер»); аэродромные тягачи; АВП с активными полуприцепами.

Основные преимущества, получаемые от установки ГСТ на транспортных средствах, следующие:

1. Бесступенчатое (групповое или индивидуальное), без разрывов потока мощности, изменение подводимого к движителям крутящего момента.

2. Возможность обеспечения работы двигателя в оптимальном режиме, т. е. в режиме, являющемся компромиссом таких требований, как минимальный расход топлива, минимальная токсичность отработавших газов, оптимальный тепловой режим и т. п.

3. Возможность обеспечения индивидуального регулируемого привода каждого колеса (каждого элемента движителя), причем регулирование можно осуществлять в соответствии с текущими сцепными возможностями каждого колеса с грунтом.

4. Повышение средних скоростей движения по бездорожью за счет лучшего использования мощности двигателя.

5. Возможность повышения маневренности машины при движении за счет осуществления бортового поворота, вплоть до разворота на месте вокруг центра тяжести.

6. Возможность использования в качестве приводного двигателя силовых установок с низким коэффициентом приспособляемости, в том числе высокоскоростных (например газовой турбины).

7. Жесткая кинематическая и силовая характеристика ГСТ, что облегчает автоматизацию управления ею.

8. Малая инерционность привода, что резко снижает динамические нагрузки в трансмиссии при переменных режимах работы.

9. Возможность осуществления гибкой компоновки ГСТ на автомобиле, не связанной взаимным расположением узлов и агрегатов.

10. Возможность создания модульной конструкции привода движителей многоосного транспортного средства.

11. Удобство осуществления отбора мощности.

На определенных видах машин ГСТ могут дать ощутимый выигрыш по сравнению с другими трансмиссиями. Значительную часть времени, в отличие от многих других самоходных машин, автомобиль работает с частичной нагрузкой на невыгодных по расходу топлива режимах. ГСТ позволяет обеспечить работу двигателя на оптимальных режимах, что на 10...15 % сокращает расход топлива. При наличии ГСТ двигатель совершает меньшее количество оборотов коленчатого вала на 1 км пути и работает на более стабильных режимах, без частых разгонов и замедлений, что заметно увеличивает срок его службы.

Экономически оправдано применение ГСТ на самосвалах грузоподъемностью 75 т и выше (на которых устанавливается электрическая трансмиссия), что позволяет значительно уменьшить

материалоемкость конструкции и не применять дорогостоящие комплектующие. Важными преимуществами обладает ГСТ при ее применении на многоосных полноприводных автомобилях с колесной формулой 8×8 и т. д. В этом случае механическая трансмиссия имеет сложную конструкцию, высокую стоимость и низкий КПД. В таких условиях ГСТ, выполненная по раздельно-агрегатной схеме, не уступает по массе, стоимости и величине КПД. Для таких полноприводных многоосных автомобилей использование ГСТ может обеспечить оптимальное распределение крутящего момента по мостам и колесам с учетом сцепных свойств грунта, что позволит снизить потери на сопротивление качению и на буксование движителя и повысить проходимость и топливную экономичность автомобиля [1].

1.2. Устройство гидростатических трансмиссий

Гидростатическая трансмиссия – это гидравлический привод с закрытым (замкнутым) контуром, в состав которого входят один или несколько гидронасосов и гидромоторов. ГСТ предназначена для передачи механической энергии вращения от вала двигателя к исполнительному органу машины посредством бесступенчатого, регулируемого по величине и направлению потока рабочей жидкости.

Главным достоинством ГСТ является возможность плавного изменения передаточного отношения в широком диапазоне частот вращения, что позволяет эффективнее использовать крутящий момент двигателя машины по сравнению со ступенчатым приводом. Поскольку выходную частоту вращения можно довести до нуля, возможен плавный разгон машины с места без применения сцепления. Малые скорости движения особенно нужны для различных строительных и сельскохозяйственных машин. Даже значительное изменение нагрузки не влияет на выходную частоту вращения, поскольку проскальзывание у данного типа трансмиссии отсутствует.

Рассмотрим устройство гидростатической трансмиссии.

Гидростатическая трансмиссия (рис. 1.1) состоит из гидронасоса 4 регулируемой производительности, гидромотора 17, масляного бака 12, фильтра 11, радиатора 13, рукавов высокого давления 21 (напорные гидролинии), рукавов низкого давления 14 (дренажная гидролиния), всасывающих рукавов 10.

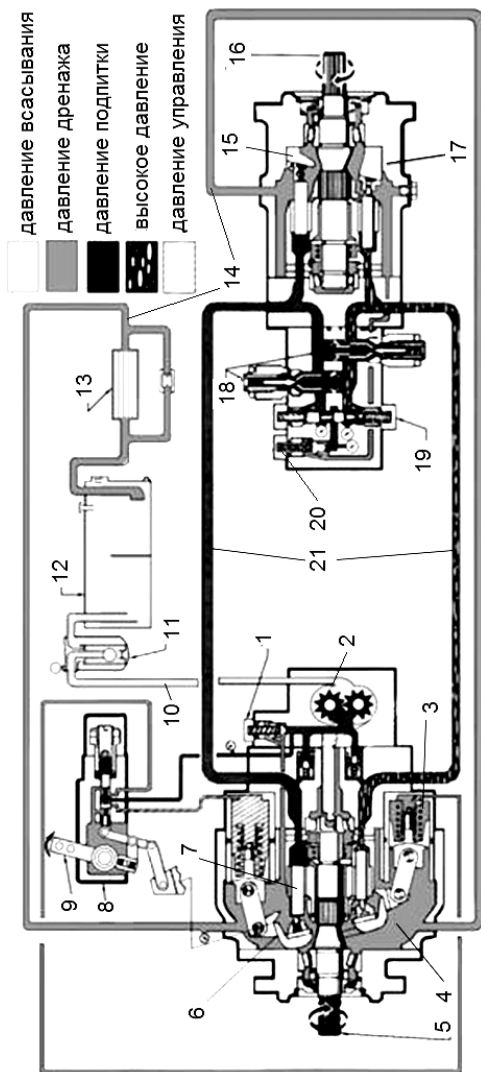


Рис. 1.1. Схема гидростатического привода:

- 1 – предохранительный клапан подпитки; 2 – насос подпитки; 3 – сервоцилиндр; 4 – гидронасос;
 5 – вал гидронасоса; 6 – наклонная шайба; 7 – блок цилиндров; 8 – гидрораспределитель;
 9 – рычаг управления гидронасосом; 10 – рукава всасывающие; 11 – фильтр; 12 – масляный бак;
 13 – радиатор; 14 – рукава низкого давления; 15 – наклонная шайба; 16 – вал гидромотора;
 17 – гидромотор; 18 – клапан высокого давления; 19 – золотник; 20 – переливной клапан;
 21 – рукава высокого давления

Гидронасос 4 получает постоянное вращение от двигателя через приводной вал 5, который вращается в двух роликовых подшипниках. На шлице вала посажен блок цилиндров 7, в отверстиях которого перемещаются плунжеры. Каждый плунжер сферическим шарниром соединен с пятой, которая упирается на опору, расположенную на наклонной шайбе 6. С корпусом гидронасоса шайба 6 соединена при помощи двух роликовых подшипников, благодаря чему может быть изменен ее наклон относительно вала насоса. Изменение угла наклона шайбы 6 происходит под действием усилий одного из двух сервоцилиндров 3, поршни которых соединены с шайбой 6 при помощи тяг.

Внутри сервоцилиндров 3 находятся пружины, воздействующие на поршни и устанавливающие шайбу 6 так, чтобы расположенная в ней опора была перпендикулярна к валу. Вместе с блоком цилиндров вращается приставное дно, скользящее по распределителю, закрепленному на задней крышке. Отверстия в распределителе и приставном дне периодически соединяют рабочие камеры блока цилиндров с магистралями, связывающими гидронасос с гидромотором.

К задней торцевой поверхности гидронасоса крепятся насос подпитки 2 шестеренного типа, вал которого соединен с валом гидронасоса. Насос подпитки 2 всасывает рабочую жидкость из бака 12 и подает ее:

- в гидронасос через один из обратных клапанов;
- систему управления через гидрораспределитель в количествах, ограниченных жиклером.

Гидрораспределитель 8 служит для распределения потока жидкости в системе управления, т. е. для направления ее к одному из двух сервоцилиндров 3, в зависимости от изменения положения рычага 9 или запираания жидкости в сервоцилиндре.

Устройство гидромотора 17 аналогично устройству насоса. Основные отличия заключаются в следующем: пяты плунжеров при вращении вала скользят по наклонной шайбе 15, имеющей постоянный угол наклона, и поэтому механизм ее поворота с гидрораспределителем отсутствует; вместо насоса подпитки к задней торцевой поверхности гидромотора крепится клапанная коробка. Гидронасос с гидромотором связаны с двумя трубопроводами (магистралями «гидронасос–гидромотор»). По одной из магистралей поток рабочей жидкости под высоким давлением движется

от гидронасоса к гидромотору, по другой – под низким давлением возвращается обратно.

Система подпитки включает насос подпитки 2 и предназначена для снабжения рабочей жидкостью системы управления, обеспечения минимального давления в магистралях «гидронасос–гидромотор», компенсирования утечек в гидронасосе и гидромоторе, постоянного перемешивания рабочей жидкости, циркулирующей в гидронасосе и гидромоторе, с жидкостью в баке, отвода от деталей тепла.

Клапаны высокого давления 18 предохраняют гидропривод от перегрузок, перепуская рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Так как магистралей две, и каждая из них в процессе работы может быть магистралью высокого давления, то и клапанов высокого давления тоже два. Переливной клапан 20 должен выпускать излишки рабочей жидкости из магистрали низкого давления, куда она постоянно подается насосом подпитки.

При срабатывании клапанов системы подпитки (предохранительного и переливного) вытекающая рабочая жидкость попадает во внутреннюю полость агрегатов, где, смешавшись с утечками, по дренажным трубопроводам поступает в теплообменник 13 и далее – в бак 12. Благодаря дренажному устройству рабочая жидкость отводит тепло от трущихся деталей гидроагрегатов. Специальное торцевое уплотнение вала предотвращает вытекание рабочей жидкости из внутренней полости агрегата. Бак служит резервуаром для рабочей жидкости, имеет внутри перегородку, разделяющую его на сливную и всасывающую полости, снабжен указателем уровня.

Фильтр тонкой очистки 11 с вакуумметром задерживает посторонние частицы. Фильтрующий элемент выполнен из нетканого материала, и о степени загрязненности фильтра судят по показаниям вакуумметра.

1.3. Эксплуатационные факторы, влияющие на надежность гидростатических трансмиссий

1.3.1. Рабочие жидкости гидравлических систем

Гидравлическая система не может функционировать без основного своего элемента – рабочей жидкости. Рабочая жидкость в системах гидравлического привода является самым энергоемким компонентом,

посредством которого осуществляется передача управляющих команд и реализация задаваемых перемещений, усилий и моментов. Она определяет рабочие параметры, характеристики, ресурс и надежность гидравлического привода. Рабочая жидкость служит смазочным и охлаждающим агентом пар трения, средой, удаляющей продукты изнашивания и коррозии, а также обеспечивающей защиту от коррозии при длительной эксплуатации.

Совершенствование гидроприводов связано с повышением рабочих давлений, что требует увеличения верхних предельных температур эксплуатации рабочих жидкостей. Наблюдается тенденция интенсификации эксплуатации рабочих жидкостей при уменьшении массы и увеличении удельной мощности привода. Ужесточаются требования по чистоте рабочей жидкости, что обусловлено уменьшением зазоров в сопрягаемых подвижных деталях гидроаппаратов, гидромашин и гидроагрегатов. Рабочая жидкость должна хорошо фильтроваться при наличии фильтрующих устройств в гидросистеме. Условия, в которых работают гидравлические приводы, и требования, предъявляемые к ним, могут быть самыми разнообразными. Давление, определяемое нагрузкой, составляет от десятых долей до десятков мегапаскалей, расходы рабочей жидкости для обеспечения заданных скоростей выходного элемента гидродвигателя – от $1 \cdot 10^{-5}$ до $1 \cdot 10^{-2}$ м³/с. Температура окружающей среды колеблется от отрицательной (в зимних условиях) до +50 °С и выше. Высокие требования при движении выходных элементов гидродвигателей и подвижных деталей гидроаппаратов предъявляются к точности, которая во многом определяется параметрами рабочей жидкости и их стабильностью в течение срока эксплуатации.

Выбор рабочей жидкости обуславливается диапазоном температур, давлением в гидросистеме, скоростями движения исполнительных механизмов, конструкционными материалами и материалами уплотнений, особыми условиями эксплуатации гидросистемы. От физических, химических и эксплуатационных свойств рабочей жидкости зависят конструктивное исполнение, статические и динамические характеристики гидроаппаратов. При выборе типа и марки рабочей жидкости необходимо знать ее свойства, параметры и характеристики, а также показатели качества, методы их оценки и диагностирования рабочей жидкости.

Классификация гидравлических масел

Классификация гидравлических масел осуществляется с учетом того, где они применяются и из каких компонентов состоят. В зависимости от сферы использования они делятся следующим образом:

- применяемые в водных или воздушных транспортных средствах;
- системах амортизации и торможения;
- передачах и приводах;
- системах циркуляции.

Подразделение по составу:

- нефтяные;
- водно-гликолевые;
- синтетического синтеза.

Существует единая мировая классификация, учитывающая вязкостные параметры и содержащиеся присадки. В зависимости от степени вязкости различают десять классов, обозначаемых цифрами от 5 и до 150.

Группа, определяемая составом входящих присадок, имеет буквенное обозначение. Различают следующие группы:

- А – нефтяная категория смазочных материалов, присадки в составе которых не используются; предназначена для систем, предусматривающих малую нагрузку и оборудованных насосами поршневого или шестеренного типа, температура эксплуатации не превышает 80 °С, а давление – не более 15 МПа (масло МГЕ-10А);

- Б – материалы, включающие антикоррозионные и антиокислительные присадки. Используются для гидросистем средней напряженности, предусматривающих насосы различного типа, эксплуатирующихся с температурой более 80 °С и давлением не более 2,5 МПа;

- В – жидкость, подвергнутая тщательной очистке и содержащая присадки, повышающие антикоррозионные, противоизносные и антиокислительные свойства. Гидравлические системы, для которых она предназначена, работают в температурном режиме более 90 °С под давлением свыше 25 МПа.

В соответствии с требованиями ГОСТ эти материалы обозначаются буквами МГ (масло гидравлическое), цифрой, указывающей на степень вязкости, и буквой, определяющей группу. Например, масло МГ-10 может выпускаться различных групп с соответствующим различием в обозначении.

В настоящее время промышленность производит и реализует следующие гидравлические масла: МГЕ-46В, марка «А», марка «Р», ВМГЗ (прилож. А).

Масло МГЕ-46В (ТУ 38.001347–83) используется для гидравлических систем (гидростатического привода) сельскохозяйственной (зерно- и кормоуборочные комбайны, УЭС-2-250/350, самоходная свекло- и картофелеуборочная техника) и другой техники, работающей при давлении до 35 МПа с кратковременным повышением до 42 МПа. Ресурс работы в гидроприводах с аксиально-поршневыми машинами достигает 2500 ч.

Масло марки «А» (ТУ 38.1011282–89) – глубокоочищенный дистиллят селективной очистки, загущенный вязкостной полимерной присадкой. В состав масла входят антиокислительная, противоизносная, моюще-диспергирующая и антипенная присадки. Масло предназначено для всесезонной эксплуатации в гидротрансформаторах и автоматических коробках передач (погрузчики «Ам-кодор» (прилож. Б)) при значениях температуры окружающей среды –30...–35 °С. Масло используют также в качестве зимнего в гидростатических приводах самоходной сельскохозяйственной и другой техники.

Масло марки «Р» (ТУ 38.1011282–89) – хорошо очищенное дистиллятное масло с добавлением присадок, улучшающих антиокислительные, противоизносные, моюще-диспергирующие и антипенные свойства. Используют в системах гидроусиления руля (автомобили КамАЗ, МАЗ, автобусы) и гидрообъемных передачах (погрузчики, асфальтоукладчики).

Масло МГТ (ТУ 38.1011103–87) – дистиллятное масло глубокой селективной очистки и глубокой депарафинизации, загущенное полимерной присадкой, с добавлением присадок, которые обеспечивают высокий уровень антиокислительных, противоизносных, антифрикционных, противокоррозионных и антипенных свойств. Масло предназначено для эксплуатации в гидромеханических коробках передач и гидросистемах навесного оборудования при значениях температуры окружающей среды от +50 до –50 °С.

Масло ВМГЗ используется для систем гидропривода и гидроуправления строительных, дорожных, лесозаготовительных, подъемно-транспортных и других машин, работающих на открытом воздухе при температурах в рабочем объеме масла от +50 до –45 °С.

Данные продукты имеют как свои преимущества, так и недостатки. К их достоинствам относится эффективная передача энергии, защита деталей от коррозии, препятствование образованию налета, способность к эксплуатации в различных температурных режимах.

В то же время, при наличии вредных примесей и загрязнений, они способны нанести серьезный урон машине и даже вывести ее из строя.

Эксплуатационные свойства рабочих жидкостей

Смазывающая способность. Под смазывающей способностью понимают свойство рабочей жидкости обеспечивать наименьшее контактное трение, приводящее к износу соприкасающихся поверхностей. Смазывающие свойства необходимы при работе деталей гидропривода под нагрузкой, особенно в моменты пуска механизмов, когда поверхности трения в результате разрушения несущего слоя смазывающей пленки вступают в непосредственный контакт. Смазывающие свойства рабочей жидкости обеспечиваются прочностью этой пленки и ее способностью противостоять разрыву. Как правило, чем больше вязкость, ниже давление и меньше относительная скорость скольжения, тем выше прочность пленки при сдвиге.

Рабочая жидкость в гидроприводе должна предотвращать контактирование и схватывание трущихся поверхностей при малых скоростях скольжения в условиях граничного режима смазывания, т. е. обеспечивать противозадирный эффект и уменьшать износ поверхностей трения, создавая гидродинамический режим трения. Эти свойства называют противоиносными.

Кроме износа из-за задиров, возможен также износ в результате усталости и коррозии металла. Износ вследствие истирания возникает при использовании загрязненных или недостаточно отфильтрованных рабочих жидкостей, загрязнения в которых образуются в процессе эксплуатации гидросистемы или попадают в нее извне. Металлы и их окислы, силикаты, шлаки, полевые шпаты и другие твердые вещества проникают в зазоры между соприкасающимися деталями и вызывают износ при относительном их перемещении. Усталостный износ вызывают кавитационные явления в жидкости, усугубляемые присутствием в ней влаги. Коррозионный износ может появиться вследствие окисляемости металлов неправильно выбранной рабочей жидкостью и наличием в ней воды при длительных простоях гидроприводов.

Противоизносные свойства получают введением в рабочие жидкости специальных присадок. Положительное влияние противоизносных присадок основано на химическом взаимодействии с металлом, в результате которого на трущихся поверхностях образуется плотная пленка из продуктов реакции металла. Противозадирные присадки предотвращают схватывание и уменьшают износ. Их влияние основано на химическом взаимодействии трущихся участков сопряженных поверхностей при высокой температуре. В результате реакции присадки с металлом между трущимися поверхностями образуется низкоплавкий сплав, благодаря пластическому течению которого обеспечивается перераспределение нагрузки, предотвращаются задиры, наволакивание и изнашивание металла.

Смазывающую способность рабочих жидкостей (например минеральных масел) улучшают введением в них соединений олова, свинца, серы, фосфора и хлора, имеющих длинные молекулярные цепочки.

Химическая и механическая стойкость. Рабочая жидкость при эксплуатации гидроприводов соприкасается с поверхностью гидробаков, трубопроводов, гидроаппаратов и подвергается воздействию высоких температур и давлений, вступает в реакцию с кислородом воздуха, испаряется. Поэтому химическая и механическая стойкость характеризуют способность рабочих жидкостей сохранять свои первоначальные свойства при эксплуатации и хранении.

В работающем гидроприводе происходит окисление рабочей жидкости, сопровождающееся выпадением из нее смол и образованием тонкого твердого налета на металле, понижением вязкости и изменением цвета жидкости. Выделяющиеся смолы и шлаки уменьшают надежность работы гидроаппаратов. Налет на подвижных элементах гидроагрегатов может вызвать разрушение уплотнений и разгерметизацию системы. Снижение вязкости ведет к увеличению утечек и уменьшению прочности смазывающей пленки. Интенсивность окисления возрастает с повышением температуры рабочей жидкости на поверхности ее контакта с воздухом, а также с увеличением содержания в рабочей жидкости растворенного воздуха, механических примесей и воды.

Повышение температуры рабочей жидкости на каждые 10 °С увеличивает скорость окисления в 2...3 раза.

Механические примеси, вода и материал поверхности элементов привода являются катализаторами, вызывающими быстрое окисление рабочей жидкости.

Окисляемость характеризуется кислотным числом (ГОСТ 5985–79, ГОСТ 11362–96), равным количеству гидрата окиси калия КОН (в мг), необходимому для нейтрализации свободных кислот в 1 г рабочей жидкости. Кислотное число меньше единицы считается нормальным показателем эксплуатации рабочей жидкости. Эксплуатация гидроприводов с рабочими жидкостями, имеющими кислотное число больше двух, может привести к отказу гидросистемы. Высокое кислотное число является следствием недостаточной очистки рабочей жидкости.

Кислотное число является показателем химической стойкости рабочей жидкости. Другой показатель химической стойкости – потеря в массе стандартной свинцовой пластинки после ее нахождения в нагретой до 100 °С испытуемой рабочей жидкости в течение 50 ч.

Механическая стойкость характеризуется стабильностью вязкости рабочей жидкости при воздействии на нее высоким давлением.

При многократном воздействии высокого давления вязкость рабочей жидкости уменьшается вследствие происходящих в ней необратимых молекулярно-структурных изменений (механическая деструкция молекул). Изменение допускается в пределах 25...50 % от первоначальной вязкости.

Облитерация. Облитерацией называется свойство рабочей жидкости зарастивать узкие гидролинии и капиллярные щели при ее течении под действием перепада давления, что приводит к нарушению стабильности расхода. Интенсивность уменьшения расхода зависит от перепада давления, геометрической формы и линейных размеров щелей и отверстий, типа рабочей жидкости и ее чистоты. На процесс облитерации влияют также температура и вид материала стенок щелей и каналов.

Рабочая жидкость содержит активно-полярные молекулы, а металлические стенки зазоров обладают поверхностной энергией в виде внешнего электрического поля. Напряженность электрического поля увеличивается с уменьшением размеров щели. Протекание рабочей жидкости через щели сопровождается отложением поляризованных молекул на ее стенках. Физические свойства слоя поляризованных молекул отличаются от свойств рабочей жидкости. Этот слой обладает свойствами квазитвердого тела и может выдерживать большие нагрузки, не разрушаясь. На стенках щелей и зазоров могут отлагаться механические частицы и продукты

окисления рабочей жидкости. Вследствие действия поляризации возможно повышение вязкости жидкости в зазорах.

С увеличением перепада давления, температуры и загрязненности рабочей жидкости при постоянном зазоре интенсивность облитерации возрастает. Она также растет при постоянном перепаде давления и при данной температуре с уменьшением зазора. Экспериментально доказано, что трансформаторное масло имеет наибольшую склонность к облитерации, вода – наименьшую. Процесс образования слоя поляризованных молекул интенсивен в начальный момент времени. С течением времени интенсивность облитерации падает из-за ослабления связей между удаленными поляризованными молекулами.

Уменьшить облитерационные явления возможно наложением линейных или угловых колебаний с частотой до 30 Гц и амплитудой до 20 мкм на подвижные детали, образующие рабочие проходные сечения, что приводит к механическому удалению слоя поляризованных молекул. Наложение колебаний в гидроаппаратах систем автоматического регулирования значительно увеличивает точность и чувствительность регулирования, сокращает силы трения покоя без изменения статических характеристик. Поляризованный слой молекул может быть разрушен и путем увеличения перепада давления. Однако после этого щель снова начинает зарастаться, но уже более интенсивно.

Вспениваемость. Нерастворенные газы, а также воздух, попадающий в рабочую жидкость в результате контакта по свободной поверхности или интенсивного перемешивания, вызывают пенообразование. Пена – двухфазная среда, состоящая из пузырьков газов и жидкости. Образование и стойкость пены зависят от вида рабочей жидкости и ее вязкости, наличия в ней влаги и загрязнений, от величины пузырьков, от материалов и покрытий гидроагрегатов, с которыми соприкасается рабочая жидкость. Так, у синтетических жидкостей склонность к пенообразованию выше, чем у минеральных масел. Попадание воды даже в очень небольшом количестве (менее 0,1 % от массы рабочей жидкости) приводит к интенсивному пенообразованию. Больше пены образуют бывшие в эксплуатации и сильно загрязненные жидкости.

В пене увеличивается поверхность контакта газов с жидкостью, что приводит к интенсификации протекания возможных химических

реакций, в том числе окислительных. С повышением вязкости процесс пенообразования ускоряется. Рост температуры приводит к снижению стойкости пены. При значениях температуры $\Theta \geq 70$ °С происходит растворение газов и быстрый распад пены.

Пена может явиться причиной кавитационных явлений в гидроприодах, привести к ухудшению смазывающих свойств рабочей жидкости и износу деталей, способствовать коррозии стальных деталей.

Вспениваемость рабочей жидкости уменьшают введением в нее специальных противопенных присадок, исключением попадания влаги или включением в гидросистему влагоотделителей и пеногасителей, соблюдением условий слива рабочей жидкости под уровень и другими способами.

Совместимость. Эксплуатационное свойство, характеризующее особенности и результаты процессов коррозии материалов, разрушения и набухания, изменения технических характеристик резин, герметиков и других уплотнительных материалов, которые могут протекать при их контакте с рабочей жидкостью. Например, рабочие жидкости на нефтяной основе совместимы со всеми металлами, применяемыми в гидромашиностроении, и плохо совместимы с уплотнительными элементами, изготовленными из искусственной резины и кожи. Синтетические рабочие жидкости плохо совмещаются с некоторыми конструкционными материалами и несовместимы с уплотнениями из натуральных каучуков.

Рабочие жидкости минерального происхождения содержат углеводороды, имеющие различные формы, и подразделяются на парафиновые (алкановые), нафтеновые (циклановые) и ароматические углеводороды.

Нафтеновые и ароматические углеводороды в составе рабочей жидкости вызывают разбухание резины при проникновении в ее толщу. Парафиновые углеводороды, находящиеся в рабочей жидкости, растворяют резину. Комбинируя процентное содержание этих компонентов, можно уравновесить процессы набухания и растворения, сведя до минимума негативное воздействие рабочей жидкости на резинотехнические изделия.

Соотношение разных углеводородов в рабочей жидкости оценивают по анилиновой точке (АТ) – критической температуре растворения смеси углеводородов в анилине. Чем больше содержание в смеси ароматических углеводородов, тем ниже АТ. Этот показатель

важен для ориентировочной оценки надежной работы резиновых уплотнений и рукавов совместно с минеральными маслами. АТ распространенных масел на нефтяной основе находится в пределах 70...90 °С. Рабочие жидкости, АТ которых ниже, приведут к разбуханию, а выше – к растворению резины.

Воспламеняемость. Воспламеняемость рабочей жидкости характеризуется тремя следующими показателями.

Температура вспышки – температура, при которой пары жидкости в смеси с окружающим воздухом кратковременно вспыхивают при поднесении к ним открытого пламени в открытом (ГОСТ 4333–87) или закрытом (ГОСТ 6356–75) тигле.

Температура воспламенения – температура, при которой нагреваемая жидкость загорается при поднесении к ней открытого пламени и горит не менее 5 мин (ГОСТ 12.1.044–89).

Температура самовоспламенения – температура, при которой нагреваемая жидкость самовозгорается.

Нижний температурный предел воспламеняемости минеральных масел составляет 87...103 °С.

Температура застывания. За температуру застывания принимается температура, при которой вязкость рабочей жидкости увеличивается настолько, что при наклоне пробирки с жидкостью на угол 45° уровень свободной поверхности в течение 5...7 мин остается неизменным (ГОСТ 20287–91). Значения температуры должны быть на 10...17 °С ниже наименьших значений температуры эксплуатации гидропривода.

Токсичность. Базовые минеральные масла не являются токсичными. Однако присадки, служащие для улучшения эксплуатационных свойств минеральных масел, а также некоторые синтетические жидкости могут быть токсичны. Отравление происходит при вдыхании паров токсичных веществ или при попадании жидкости под кожу в результате инъекции струи под высоким давлением.

Электрические свойства. Электропроводность жидкости может привести к замыканию электрической цепи, ее разрыву. Нарушение изоляции опасно возникновением искрения с последующим возгоранием жидкости, а при неблагоприятных условиях – взрывом. Поэтому для работы в электрогидравлических системах учитываются такие параметры рабочей жидкости, как сопротивление изоляции, градиент напряжения пробоя жидкости и иногда – диэлектрическая постоянная.

К основным параметрам, характеризующим рабочие жидкости, относятся: плотность при значении температуры 20 °С; вязкость – при 40 °С (50 °С); температура застывания; температура вспышки; температура выкипания; кислотное число КОН; анилиновая точка.

Комплекс физических и эксплуатационных свойств рабочей жидкости должен наилучшим образом обеспечивать ее основную и дополнительные функции.

Выбор рабочей жидкости для гидроприводов осуществляется исходя из того, насколько полно она удовлетворяет следующим требованиям [2–5]:

- хорошие смазывающие свойства;
- минимальная зависимость вязкости от значений температуры и давления в требуемом диапазоне;
- высокая температура вспышки (пожаробезопасность) и низкая температура застывания;
- оптимальная вязкость, обеспечивающая минимальные энергетические потери и нормальное функционирование уплотнений;
- стабильность свойств при эксплуатации: высокая стойкость к механическому разрушению сложных соединений жидкости (деструкции), окислению при работе, поглощению влаги и воздуха;
- низкая вспениваемость;
- длительный срок службы;
- высокая теплопроводность и малый коэффициент объемного расширения;
- оптимальная плотность;
- высокие моющие свойства (вынос продуктов износа и других загрязнений);
- инертность по отношению к применяемым конструкционным материалам деталей гидропривода и защита их от коррозии;
- отсутствие или малое количество механических примесей, воды и загрязняющих частиц;
- способность хорошо очищаться от загрязнений;
- малая токсичность самой рабочей жидкости и ее паров;
- совместимость с другими марками рабочей жидкости;
- низкая стоимость и недефицитность.

Актуальны, но не регламентированы требования, связанные с охраной окружающей среды, к рабочим жидкостям. Экологически чистые рабочие жидкости должны удовлетворять следующим требованиям [2, 3]:

- 1) хорошая биологическая способность к разложению;
- 2) легкость утилизации;
- 3) нетоксичность для животного мира;
- 4) отсутствие почво- и водозагрязнения;
- 5) отсутствие загрязнения пищевых продуктов для человека и пищи для скота;
- 6) отсутствие раздражения кожи слизистой оболочки в результате воздействия рабочей жидкости в твердом, жидком или газообразном состоянии;
- 7) отсутствие запаха или наличие приятного запаха.

Выполнение указанных требований не всегда возможно вследствие некоторой их противоречивости, конструктивных недоработок объекта, невозможности предусмотреть все вероятные режимы эксплуатации гидропривода и других факторов, влияющих на выбор рабочей жидкости.

1.3.2. Эксплуатационные факторы

Улучшение режимов эксплуатации, качества рабочих жидкостей, защита и очистка их от загрязнений, своевременное и качественное проведение технического обслуживания повышают надежность ГСТ.

На безотказность и долговечность гидравлических агрегатов в условиях эксплуатации влияют характер нагрузки и режим работы (легкий, средний и тяжелый). Долговечность во многом зависит от физико-механических свойств используемых рабочих жидкостей, к которым предъявляются повышенные требования с точки зрения сохранения при эксплуатации постоянства их химических, физических и других параметров.

Наличие воздуха в рабочей жидкости ухудшает условия эксплуатации гидросистемы, снижает производительность насоса и смазывающие свойства рабочей жидкости, способствует ее окислению, усиливает коррозию деталей, в связи с чем необходимо исключить возможность попадания его в рабочую жидкость. Ускорить выделение из жидкости растворенного воздуха можно повышением температуры рабочей жидкости. Во избежание попадания воздуха в гидросистему при ее эксплуатации необходимо сохранять требуемый уровень рабочей жидкости в баке и своевременно устранять подсос воздуха.

Долговечность агрегатов гидросистем значительно снижается при работе их в условиях кавитации жидкости. Кавитация – местное выделение паров (вскипание) рабочей жидкости с последующей конденсацией выделившихся паровых пузырьков, сопровождающееся местными гидравлическими микроударами. Она наступает при падении давления в какой-либо зоне потока жидкости до значения ниже значений давления ее насыщенных паров при значениях данной температуры.

Выделившиеся пузырьки пара вскипевшей жидкости в результате падения давления увлекаются потоком, давление повышается, пар конденсируется.

В связи с тем, что конденсация парового пузырька (каверны) наступает почти мгновенно, заполняющие его полость частицы жидкости перемещаются к центру пузырька с высокой нарастающей скоростью. В результате кинетическая энергия соударяющихся частиц жидкости приводит в момент завершения конденсации к гидравлическим микроударам. Они сопровождаются резким местным повышением давления и температуры в центре конденсации. Под их воздействием может происходить местное поверхностное разрушение (эрозия) деталей гидроагрегатов.

Кавитационное разрушение сопровождается химическим воздействием на металл кислорода воздуха, выделяющегося в жидкости, а также воздействием электролитических процессов.

Коэффициент подачи насосов понижается при кавитации. С ее появлением возникает характерный шум в работе насоса, жидкость эмульгируется, давление в нагнетательной магистрали начинает резко колебаться, возрастающие ударные нагрузки на детали насоса вызывают их преждевременный износ.

Основной способ предотвращения кавитации – создание во всех зонах гидравлической системы давления, значения которого превышают с некоторым запасом (0,01 МПа) значения упругости насыщенных паров применяемых жидкостей. Антикавитационную стойкость деталей можно увеличить, повышая класс шероховатости при обработке поверхностей, омываемых жидкостью, снижая объем примеси.

Агрегаты ГСТ сами являются источниками загрязнения жидкости продуктами изнашивания поверхностей трущихся деталей и уплотнений, а также продуктами окисления рабочей жидкости. Кроме того, в систему могут проникать минеральные (несгораемые) примеси (пыль) и влага. Наиболее вероятный путь попадания пыли

в гидросистему – через воздухоочистительное устройство (сапун), соединяющее бак с окружающим пространством.

Установлено [6], что при выполнении сельскохозяйственных работ на тракторах с навесными, полунавесными и прицепными гидрофицированными машинами через сапун в бак гидросистемы трактора поступает до 0,30...0,35 м³/ч воздуха, в 1 м³ которого содержится от 0,06 до 160 г пыли (в зависимости от условий работы).

При изготовлении и ремонте гидроагрегаты загрязняются частицами абразива литейных стержней, притирочных паст, металлической и атмосферной пылью, стружкой и продуктами коррозии. Во время обкатки и испытания на стендах частицы загрязнений нередко проникают в рабочую жидкость стендов и циркулируют вместе с ней. Оставаясь в гидроагрегатах после испытания, они загрязняют жидкость гидросистемы и в начальный период эксплуатации могут вызвать задиры на деталях, заклинивание золотников и клапанов распределительных устройств.

1.4. Особенности эксплуатации и техническое обслуживание

Гидростатическая трансмиссия энергетических средств – сложное устройство, обладающее специфическими требованиями к монтажу, заправке, пуску, настройке и техническому обслуживанию. Неправильная эксплуатация может привести к выходу ее из строя. Для обеспечения надежной и эффективной работы самоходных зерно- и кормоуборочных машин необходимо точно выполнять требования по эксплуатации гидростатических трансмиссий.

Заправка гидросистем. Самоходные машины семейства «Поле-сье» и другие машины с завода отгружаются с гидравлическими системами, полностью заправленными маслом, поэтому перед началом работы необходимо только проверить в баках уровень масла, который не должен быть выше середины верхнего и ниже середины нижнего маслоуказателей. При понижении уровня масла эксплуатация машины не допускается. В этом случае необходимо выявить и устранить причину утечки и добавить соответствующее масло до необходимого уровня.

Дозаправку гидросистемы привода ходовой части необходимо производить с помощью прилагаемого к энергосредству нагнетателя через полумуфту, установленную на гидромоторе.

Чистота рабочей жидкости должна соответствовать 10 классу для частиц размером 25...50 мкм и более, 11 классу – для частиц размером 25...50 мкм, 13 классу – для частиц размером 10...25 мкм по ГОСТ 17216–2001, количество более мелких частиц – не более 616 000 в 100 см³. Использование неотстоявшегося или неотфильтрованного масла приводит к выходу гидросистемы из строя.

Заправку гидросистем производят в следующей последовательности:

1. Залить рабочую жидкость в нагнетатель через заливную горловину.

2. Подсоединить полумуфту нагнетателя к полумуфте гидросистемы привода ведущих колес, предварительно очистив их от пыли и грязи.

3. Отсоединить тягу механизма управления от рычага управления гидрораспределителя. Для насоса с электрорелейным управлением электрогидрораспределитель должен быть выключен. С помощью стартера или пускового двигателя в течение 15 с проворачивать основной двигатель.

4. Запустить основной двигатель и оставить в работе на холостом ходу. При запуске контролируют колебания значений давления подпитки. На холостом ходу эти значения должны находиться в пределах:

1,2...1,5 МПа (12,2...15,3 кгс/см²);

1,50...2,16 МПа (15,3...22,0 кгс/см²) (для ГСТ 112).

5. Увеличить частоту вращения двигателя до 16 с⁻¹. Значения давления подпитки при этом должны находиться в пределах:

1,2...1,5 МПа (12,2...15,3 кгс/см²);

1,50...2,16 МПа (15,3...22,0 кгс/см²) (для ГСТ 112).

6. Для насоса с гидромеханическим управлением остановить основной двигатель и вновь соединить тягу механизма управления с рычагом управления.

7. Запустить основной двигатель и довести частоту его вращения до 25...33 с⁻¹. Значения давления подпитки при этом должны составлять:

1,5...1,8 МПа (15,3...18,3 кгс/см²);

1,8...2,3 МПа (18,3...23,4 кгс/см²) (для ГСТ 112).

8. Рычаг управления медленно поворачивать вперед-назад. При электрорелейном управлении включить электродвигатель. При нормальной работе гидросистемы значения давления подпитки при этом должны понизиться:

1,0...1,3 МПа (10,2...13,2 кгс/см²);
1,3...1,6 МПа (13,2...16,3 кгс/см²) (для ГСТ 112).

9. Уменьшить частоту вращения основного двигателя до минимально возможной при повороте рычага управления на полный угол. При этом значения давления подпитки должны находиться в пределах:

1,0...1,3 МПа (10,2...13,2 кгс/см²);
1,0...1,5 МПа (10,2...15,3 кгс/см²) (для ГСТ 112).

10. Проверить герметичность всех соединений. Течь масла и подсос воздуха не допускаются.

11. Остановить основной двигатель, снять манометр с переходником и установить пробку.

Примечание. При первоначальном пуске необходимо контролировать разряжение на всасывающей гидролинии подпитки. Значение величины вакуума на входе в насос подпитки не должно превышать 0,025 МПа (0,25 кгс/см²), в момент запуска – 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

12. При установке машины на хранение после сезонной эксплуатации заправить гидросистему рабочим маслом с присадкой АКОР-1 ГОСТ 15171–78 при концентрации 5...10 % и обкатать в течение пяти минут. Бак дополнить рабочей жидкостью «под пробку». Перед началом следующей эксплуатации проверить масло на соответствие требованиям настоящего паспорта.

13. Категорически запрещается производить запуск гидросистемы при вязкости рабочей жидкости более $1000 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ (1000 сСт) или значениях температуры ниже $-12 \text{ }^\circ\text{C}$ при эксплуатации на масле марки «А» ТУ 38.1011282–89 или ниже $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ при эксплуатации на масле марки МГЕ-46В ТУ 38.001347–83.

Для заправки энергосредства в стационарных условиях следует пользоваться механизированным заправочным агрегатом, обеспечивающим подачу масла с очисткой через фильтр тонкостью фильтрации не более 10 мк.

Дозаправка гидросистемы привода ведущих колес производится: всесезонно – маслом «А» ТУ 38.101179–71; летом – маслом МГЕ-46В (МГ-30У) ТУ 38.001347–83; зимой – маслом ЭШ ГОСТ 10363–78 или МГТ ТУ 38.1011103–87. В качестве рабочей жидкости для гидросистем можно использовать только рекомендуемые масла. Применение других масел не допускается.

Прилагаемый к машинам нагнетатель надо использовать только для заправки гидросистем.

Перед ежедневным запуском насоса в системе гидропривода необходимо:

а) произвести наружный осмотр элементов насоса. Просачивание рабочей жидкости, поломки и механические повреждения металлических частей, порывы маслопроводов не допускаются. При необходимости – подтянуть резьбовые соединения маслопроводов или заменить поврежденные и вышедшие из строя элементы;

б) проконтролировать уровень масла в баке, при необходимости – дозаправить с помощью заправочного устройства;

в) перед запуском двигателя педаль управления гидрораспределителя должна быть освобождена, а рычаг управления гидрораспределителя должен находиться в нейтральном положении.

При электрорелейном управлении электрогидрораспределитель должен быть выключен.

При запуске насоса в условиях низких температур необходим предварительный подогрев рабочей жидкости.

Например, с помощью бензинового или электрического обогревателя подогреть рабочую жидкость в баке, фильтре и всасывающем трубопроводе (если он металлический).

Насос можно нагружать при показании моновакуумметра (разряжения, не превышающего 0,025 МПа (0,25 кгс/см²)).

При работе машины необходимо контролировать:

- разряжение на всасывающей гидролинии подпитки;
- температуру рабочей жидкости.

При перегрузке гидросистемы (при полном нажатии на педаль управления машина движется с малой скоростью или вообще не движется) необходимо снизить нагрузку.

Работа гидросистемы на предохранительных клапанах не допускается.

При появлении в гидросистеме постороннего шума или звуков и при резком повышении температуры рабочей жидкости необходимо остановить двигатель и определить причину.

Замена масла. Перед заменой следует произвести очистку гидробака от загрязнений, которые скапливаются в нем в процессе эксплуатации. Гидравлическая жидкость меняется путем закачивания, а не залива, так как во втором случае в систему могут попасть воздух и загрязнения.

Замену масла в гидросистеме привода ведущих колес производят в следующие сроки.

1) первая замена рабочей жидкости – через 500 моточасов работы, но не более чем через два сезона (замена приурочивается к одному из видов технического обслуживания, желательна к ТО-2);

2) вторая замена – через 1200 моточасов (приурочивается к одному из видов технического обслуживания, желательна к сезонному), но не более чем через два последующих сезона, при необходимости – с доливом масла в процессе эксплуатации;

3) смену рабочей жидкости производить только при разогретой гидросистеме (значения температуры рабочей жидкости – 50...60 °С);

4) в гидроприводе ведущих колес допускается смешивание масел марки «А», МГЕ-46В, ЭШ и МГТ. При этом эксплуатация гидроприводов на смеси масел более одного сезона не допускается.

Если масла содержат разные присадки, то их также запрещено смешивать. Это связано с тем, что в результате смешивания может возникнуть химическая реакция, которая может навредить оборудованию. Поэтому при отсутствии нужной жидкости необходимо подобрать прямой аналог и полностью обновить масло в системе.

Замена фильтроэлементов. Замену фильтроэлементов в фильтре ГТС следует производить со следующей периодичностью: первая – через 10 моточасов работы (ЕТО), вторая – 60 (при проведении первого технического обслуживания ТО-1), третья – через 240 моточасов (ТО-2) и далее – по показаниям вакуумметра, но не реже, чем через 240 моточасов работы.

Для замены фильтроэлемента (машины семейства «Полесье») необходимо:

1) закрыть запорный кран. Кран устанавливается на машинах, у которых фильтр расположен ниже масляного бака;

2) под фильтром установить емкость для слива масла;

3) отвернуть сливную пробку и слить масло из стакана фильтра;

4) завернуть пробку моментом 40 Н·м и вывернуть стакан с фильтрующим и магнитным элементом из корпуса фильтра;

5) извлечь из стакана использованный фильтроэлемент, снять с него магнитный элемент и очистить его от металлической стружки;

6) промыть стакан в дизельном топливе и продуть сжатым воздухом;

7) взять из комплекта ЗИП запасной фильтроэлемент, снять с него этикетку, установить на него магнитный элемент и вставить в стакан;

8) завернуть стакан в корпус фильтра крутящим моментом 50 Н·м и открыть запорный кран.

Внимание! 1. Запуск дизеля при закрытом кране приводит к выходу из строя гидропривод ведущих колес.

2. В фильтре используются бумажные фильтроэлементы, промывка которых не допускается. Фильтроэлементы должны заменяться строго согласно инструкции по эксплуатации машины с занесением отметок о замене в сервисную книгу.

Первый пуск в работу после замены агрегатов или хранения без рабочей жидкости в баке (что категорически не допускается):

1. После монтажа насоса (мотора) на машину необходимо удалить пробку в месте замера давления подпитки и присоединить с помощью переходного штуцера манометр с диапазоном измерения до 4,0 МПа (40 кгс/см²). Если техника хранилась без рабочей жидкости в баке, то систему необходимо промыть.

2. Заправку гидросистемы рабочей жидкостью производить через дренажную полость гидромотора.

3. Отсоединить тягу механизма управления от рычага управления гидрораспределителя.

4. Для насоса с электрорелейным управлением электрогидрораспределитель должен быть выключен. С помощью стартера или пускового двигателя в течение 15 с проворачивать основной двигатель.

5. Запустить основной двигатель и оставить в работе на холостом ходу. При запуске контролируют колебания значений давления подпитки. На холостом ходу значения давления подпитки должны находиться в пределах:

1,2...1,5 МПа (12,2...15,3 кгс/см²);

1,50...2,16 МПа (15,3...22,0 кгс/см²).

6. Увеличить частоту вращения двигателя до 16 с⁻¹. Значения давления подпитки при этом должны находиться в пределах:

1,2...1,5 МПа (12,2...15,3 кгс/см²);

1,50...2,16 МПа (15,3...22,0 кгс/см²).

7. Для насоса с гидромеханическим управлением остановить основной двигатель и вновь соединить тягу механизма управления с рычагом управления.

8. Запустить основной двигатель и довести частоту его вращения до 25...33 с⁻¹. Значения давления подпитки при этом должны составлять:

1,5...1,8 МПа (15,3...18,3 кгс/см²);

1,8...2,3 МПа (18,3...23,4 кгс/см²).

При эксплуатации гидропривода ходовой части запрещается:

1) буксировать машину с включенной передачей в коробке диапазонов скоростей;

2) запускать дизель с буксира;

3) запускать дизель (во избежание выхода из строя гидропривода) при значениях температуры ниже допустимых (табл. 1.1).

Таблица 1.1. *Условия эксплуатации гидропривода в зависимости от температуры и марки масла*

Марка масла	Температура рабочей жидкости, °С	
	минимально допустимая пусковая	максимально допустимая рабочая
«А» ТУ 38.1011282–89	–15	+65
МГЕ 46В ТУ38. 001347–83	–5	+77
ЭШ ГОСТ 10363–78	–30	+63
МГТ ТУ 38.1011103–87	–25	+65

4) эксплуатировать гидропривод на nereкомендуемых маслах;

5) эксплуатировать гидропривод с неисправным вакуумметром фильтра;

6) буксировать машину с неисправным гидроприводом при работающем двигателе (без снятия приводного карданного вала к гидронасосу);

7) производить разборку и ремонт гидронасоса и гидромотора лицам, не имеющим специального удостоверения на право проведения вышеуказанных работ. Ремонтные работы должны производиться в специальных мастерских.

1.5. Возможные неисправности гидростатических трансмиссий и методы их устранения

Во время работы самоходной машины, ведущие колеса которой приводятся в действие гидростатической трансмиссией, возникают различные неисправности. Перечень основных возможных неисправностей, их причины, последовательность выявления и методы устранения приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Основные неисправности ГСТ, последовательность выполнения работ, причины отказа и рекомендации по устранению

Последовательность выполнения работ	Возможная причина отказа	Рекомендации по устранению отказа
1	2	3
Гидростатическая трансмиссия не работает ни в одном направлении		
1. Проверить уровень рабочей жидкости в баке гидропривода и наличие в ней воздуха	Понижение уровня жидкости в баке из-за утечек. При низком уровне жидкости в нее может попасть воздух (об этом свидетельствует наличие пены)	Выявить места утечек и устранить их причину. Долить до нормы рабочую жидкость. Дать ей отстояться, чтобы вышел воздух
2. Проверить состояние и работу тяг механизма управления до рычага гидрораспределителя	Неисправен механизм управления	Отсоединить тягу механизма управления от рычага гидрораспределителя. Проверить совпадение нейтрального положения на тяге и рычаге. Проверить перемещение рукоятки (педали) управления и рычага гидрораспределителя. Устранить заедание тяг (см. также инструкцию на машину)
3. Проверить разрежение по вакуумметру на фильтре: а) вакуум на всасывании более 0,0245 МПа; б) вакуум по прибору отсутствует совсем; в) вакуум на всасывании в норме	Засорен фильтр	Заменить фильтр Выполнить операции, указанные в таблице То же

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3
<p>4. Подключить к насосу вакуумметр и проверить разрежение:</p> <p>а) у насоса вакуум есть, а по прибору на фильтре отсутствует;</p> <p>б) вакуум на всасывании отсутствует</p>	<p>Засорен трубопровод от бака к насосу</p>	<p>Прочистить трубопровод</p> <p>Выполнить операции, указанные в п. 5</p>
<p>5. Проверить давление в системе подпитки:</p> <p>а) давление в системе подпитки отсутствует совсем;</p> <p>б) давление в системе подпитки низкое при нейтральном положении;</p> <p>в) давление в системе подпитки в положениях «Вперед» и «Назад» ниже 0,98 МПа;</p> <p>г) пульсирующие показания манометров;</p>	<p>Вышла из строя или отсоединена муфта вала насоса.</p> <p>Сломан вал насоса подпитки или его соединение.</p> <p>Засорен или неисправен предохранительный клапан в насосе подпитки.</p> <p>Засорен или неисправен переливной клапан в клапанной коробке.</p> <p>В баке большое количество пены, – в систему попал воздух.</p> <p>Чрезмерные внутренние утечки в результате износа деталей</p> <p>При попытке увеличить подачу гидронасоса возникает шум – гидронасос поврежден.</p>	<p>Проверить привод от дизеля к гидронасосу.</p> <p>Заменить насос подпитки или гидронасос.</p> <p>Проверить предохранительный клапан.</p> <p>Проверить переливной клапан.</p> <p>Проверить на подсос воздуха всасывающую линию и фильтр.</p> <p>Осмотреть фильтр, бак и рабочую жидкость; наличие в ней стружек, частиц латуни, осколков свидетельствует о поломке агрегатов.</p> <p>Снять гидронасос и гидромотор, отправить на специализированное ремонтное предприятие.</p>

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3
<p>д) давление в системе подпитки ниже нормы, может падать до нуля при увеличении подачи и высоком давлении;</p> <p>е) давление в системе подпитки и вакуум на всасывании нормальные</p>	<p>Рычаг гидрораспределителя свободно перемещается, – отсоединены внутренние тяги или сломана пружина кручения на оси рычага гидрораспределителя. Для перемещения рычага управления гидрораспределителя требуется повышенное усилие, после снятия которого рычаг сразу возвращается в нейтральное положение, – засорен жиклер (канал) системы управления. Вышла из строя или отсоединена муфта вала гидромотора</p>	<p>Снять гидрораспределитель. Проверить наличие и исправность деталей. Устранить неисправности.</p> <p>Снять гидрораспределитель. Если жиклер чистый, убедиться в чистоте канала от насоса подпитки до жиклера. Чтобы продуть этот канал, необходимо снять насос подпитки.</p> <p>Снять гидромотор. Проверить соединения вала гидромотора</p>
<p>6. Проверить высокое давление. Давление ниже нормы при установке рычага распределителя в положение «Вперед» и «Назад»</p>	<p>Засорены или неисправны: клапаны высокого давления; обратные клапаны</p>	<p>Проверить и прочистить или заменить клапаны высокого давления. Проверить обратные клапаны</p>
<p>Гидростатическая трансмиссия работает только в одном направлении</p>		
<p>7. Проверить состояние тяг механизма управления до рычага гидрораспределителя</p>	<p>См. пп. 2 и 11</p>	<p>Выполнить операции, указанные в п. 2. При заедании рычага гидротяг распределителя – п. 11</p>
<p>8. Проверить клапаны высокого давления (дополнительный</p>	<p>Неисправен или засорен клапан высокого давления</p>	<p>Клапаны высокого давления поменять местами. Если передача перестанет</p>

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3
контроль высокого давления – см. п. 6)		работать в другом направлении, то один из клапанов неисправен. Заменить (прочистить) клапан высокого давления
9. Проверить перемещение золотника в клапанной коробке	Заедание золотника	Проверить золотник или заменить клапанную коробку
10. Проверить обратные клапаны	Неисправен или засорен обратный клапан	Снять насос подпитки, проверить детали клапанов, пружины
11. Проверить исправность гидрораспределителя	Рычаг гидрораспределителя не перемещается в одном направлении. Золотник заедает в одном направлении	Снять и проверить гидрораспределитель
Гидростатическая трансмиссия работает медленно		
12. Проверить уровень рабочей жидкости в баке и наличие в ней воздуха	Гидропривод работает медленно	См. п. 1
13. Проверить разрежение по вакуумметру на фильтре: вакуум на всасывании – более 0,0245 МПа	Засорен фильтр	Заменить фильтр
14. Проверить давление в системе подпитки и высокое давление	См. п. 1	См. пп. 5, 6
Гидростатическая трансмиссия перегревается (значения температуры корпуса превышают 80 °С)		
15. Проверить уровень и рабочую жидкость в баке гидропривода	См. п. 1	См. п. 1

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3
16. Проверить разрежение по вакуумметру на фильтре	См. п. 3	См. п. 3
17. Проверить работу теплообменника	Засорен теплообменник. Перепускной клапан теплообменника поврежден или засорен	Прочистить поверхности теплообменника Разобрать, заменить или прочистить клапан
18. Проверить высокое давление: а) давление выше нормы; б) давление при нагрузке ниже 20,6 МПа в одном или обоих направлениях гидромотора	Клапан высокого давления неисправен или отрегулирован на более высокое давление. Внутренние утечки через частично открытый клапан: высокого давления; обратный клапан. Внутренние утечки в результате износа деталей	Заменить клапан высокого давления. Заменить или прочистить клапан высокого давления. Проверить обратные клапаны. См. п. 5, д
Трудно установить нейтральное положение гидростатической трансмиссии		
19. Проверить работу механизма управления	См. п. 2	См. п. 2
20. Проверить исправность гидрораспределителя	Неисправен гидрораспределитель	Проверить и при необходимости заменить гидрораспределитель
21. Проверить установку гидронасоса в нейтральное положение после замены гидрораспределителя	Нарушена регулировка люльки гидронасоса	Сменить гидронасос и отправить на специализированное ремонтное предприятие

Окончание таблицы 1.2

1	2	3
Шум в гидростатической трансмиссии		
22. Проверить уровень рабочей жидкости в баке гидропривода и наличие в ней воздуха	См. п. 1	См. п. 1. Если уровень рабочей жидкости в баке не понижался, но в ней много пены, выполнить операции, указанные в п. 5, г
23. Проверить крепление трубопроводов и агрегатов	Трубопроводы и агрегаты не закреплены	Закрепить агрегаты. Установить прокладки под трубопроводы
24. Проверить работу гидропривода увеличением подачи	Увеличение шума свидетельствует о внутреннем повреждении гидронасоса (см. п. 5)	См. п. 5, д
Машина, оснащенная гидростатической трансмиссией, движется рывками		
25. Проверить состояние и работу тяг механизма управления до рычага гидрораспределителя	Большой люфт в резьбовых соединениях тяг (см. также п. 2)	Подтянуть резьбовые соединения (см. п. 2)
26. Проверить давление в системе подпитки. Дополнительно выполнить контроль высокого давления	См. п. 5. Если давление в норме, возможно понижение или колебание мощности дизеля	См. п. 5. Проверить дизель в соответствии с инструкцией

2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

2.1. Цель диагностирования гидростатических трансмиссий

Применение качественной диагностики при эксплуатации гидропривода позволяет обеспечить его надежность и организовать эффективную систему эксплуатации и ремонта. По этой системе основной и дорогостоящий ремонт (или замена) делается по фактическому состоянию гидроагрегата, а необходимость и прогнозирование такого ремонта устанавливается бортовой системой диагностирования или в процессе периодического технического обслуживания, сочетаемого с диагностированием [2, 7].

Качество диагностирования определяется, в основном, достоверностью, а также другими необходимыми показателями, которые зависят от уровня диагностики в системе эксплуатации и ремонта машин [2, 7].

В процессе эксплуатации машин с гидроприводом технические параметры гидрооборудования изменяются от номинального значения до предельного в зависимости от влияния как конструктивных-технологических факторов, так и эксплуатационных.

Для поддержания гидростатической трансмиссии машин в исправном и работоспособном состоянии и своевременного обнаружения внезапно возникшего отказа необходимо периодически контролировать техническое состояние гидравлического оборудования. Средства технической диагностики позволяют своевременно обнаружить возможность внезапного отказа, распознать характер и место скрытой неисправности, предотвратить повреждения гидрооборудования, последующий ремонт и простой машины до восстановления работоспособного состояния. Таким образом, своевременное обнаружение неисправностей с помощью средств диагностики технического состояния является более целесообразным, чем устранение отказа путем замены поврежденного гидрооборудования.

В гидропривод входят гидростатические, или объемные, и гидродинамические гидропередачи. В сельскохозяйственной технике наиболее часто применяют гидростатические гидропередачи, так как они позволяют распределять энергию по нескольким силовым

потокам, обеспечивая при помощи гидродвигателей привод ходовой части и рабочих органов машины. Гидродвигатели могут быть удалены от насоса и установлены на машине в любом положении. На основе гидростатических гидропередач с насосами и силовыми цилиндрами построены гидросистемы тракторов, предназначенные, в основном, для управления навесными машинами. Гидростатические гидропередачи, выходным звеном которых являются гидродвигатели непрерывного действия, применяют в трансмиссиях самоходных машин, обеспечивая бесступенчатое регулирование скорости движения в широком диапазоне.

Диагностирование представляет собой комплекс операций, проводимых в составе мероприятий системы планово-предупредительного технического обслуживания и ремонта машин (системы ППР), выполняемых в плановом порядке, а также при необходимости (с целью поиска места и причин отказа).

Диагностирование гидропривода машин обеспечивает:

- определение фактического технического состояния гидропривода в целом, его сборочных единиц и систем;
- определение места и причины возникновения неисправности при отказе объекта;
- сбор исходных данных для прогнозирования остаточного ресурса или оценки вероятности безотказной работы гидросистемы в межконтрольный период;
- повышение эффективности технической эксплуатации машин.

Повышение эффективности эксплуатации машин с гидроприводом рабочих органов при применении диагностирования достигается за счет:

- сокращения затрат времени на определение технического состояния путем исключения работ по разборке (демонтажу);
- сокращения простоев машин из-за отказа гидравлического привода рабочих органов;
- снижения затрат на устранение отказов машин вследствие своевременного обнаружения скрытых дефектов;
- повышения эффективности использования машин по назначению в результате своевременной коррекции (восстановления) функциональных характеристик машин при выходе их за пределы допуска.

Достоверность оценки технического состояния составных частей машин зависит от совершенства применяемых методов диагностирования. Их принято классифицировать на субъективные и объективные.

Достоинство субъективных методов – низкая трудоемкость диагностирования и отсутствие необходимости в средствах измерения. И хотя результаты такого диагностирования зависят от квалификации диагноста, они позволяют определить качественное отклонение состояния агрегатов от нормы.

Объективные методы диагностирования основаны на использовании измерительных приборов. Наиболее предпочтительно применение тех из них, которые позволяют определять структурные параметры. Критерий выбора метода диагностирования – минимум удельных издержек.

По диагностированию технического состояния агрегатов гидростатической трансмиссии разработаны рекомендации [8], которые требуют торможения самоходной машины. На практике такое торможение возможно только путем наезда машины на препятствие, что может привести к поломке машины и травмированию обслуживающего персонала.

Алгоритм выполнения работ при диагностике гидроприводов машин состоит из следующих этапов:

- изучение гидропривода дефектной машины по техническому руководству;
- беседа с оператором машины с целью получения информации о наличии отказов, работоспособности циклов, ситуации отказа, самостоятельных регулировках гидросистемы, дате выполнения последнего ТО;
- оценка работоспособности машины по инвентарным и дополнительно установленным точкам с помощью баротестера;
- анализ возможных причин отказа;
- проведение окончательных тестов диагностики с помощью гидротестеров.

2.2. Анализ методов диагностирования гидростатических трансмиссий мобильных технических средств

В целом методы диагностирования гидростатических трансмиссий машин можно разделить на субъективные и объективные.

Субъективные методы позволяют оценивать техническое состояние контролируемого объекта: визуальным осмотром (выявляют места подтекания топлива, масла и технических жидкостей, определяют

их качество по пятну на фильтровальной бумаге; наличие трещин на металлоконструкции; деформация шин и остаточная деформация металлоконструкции; заметная на глаз усадка штока силового цилиндра при нейтральной позиции рукоятки золотника распределителя, вспенивание жидкости, цвет выхлопных газов и т. д.); прослушиванием (характер шумов, стуков и вибрации); по степени нагрева механизмов и трубопроводов, «на ощупь»; по характерному запаху.

Достоинство субъективных методов – низкая трудоемкость и практическое отсутствие средств измерения. Однако результаты диагностирования этими методами дают только качественную оценку технического состояния объекта и зависят от опыта и квалификации диагноста.

Объективные методы контроля работоспособности объекта основаны на использовании измерительных приборов, стендов и другого оборудования, позволяющих количественно определять параметры технического состояния, которые изменяются в процессе эксплуатации машины. В процессе диагностирования строительных и дорожных машин используются средства самых различных принципов и назначения, что приводит к большому разнообразию применяемых методов. Наибольшее предпочтение отдается методам, определяющим непосредственно структурные параметры.

Также методы диагностики делятся на два вида: тестовые и функциональные. Они отличаются воздействиями, подающимися на входы объекта. Рассмотрим методы функционального диагностирования, которые проводятся в процессе применения оборудования по прямому назначению.

В процессе выполнения рабочих задач свойства гидропривода, отвечающие за производительность его работы, могут изменяться в худшую сторону. Способность объекта сохранять качество в процессе эксплуатации, т. е. осуществлять заданные функции в необходимые временные промежутки, называется надежностью. Надежность объекта – важная потребность на производстве. Ее обеспечение является комплексной проблемой и связано не только с эксплуатацией гидропривода, но и с процессом изготовления составляющих его механизмов, их транспортировкой и сборкой.

Но основное испытание гидропривод проходит во время использования. Здесь и проявляются отказы и неисправности системы, поэтому обеспечение ее надежности является важной производственной задачей.

Для предупреждения и устранения неисправностей нужно проводить своевременную диагностику гидроприводов. Рассмотрим методы функционального диагностирования, которые применяются в процессе применения оборудования по прямому назначению.

Первый метод – *статопараметрический* – наиболее трудоемкий. Определяется объемный КПД по величине утечек рабочей жидкости, давлению и ее расходу. Метод основан на измерении параметров установившегося дросселированного потока рабочей жидкости. Проверка гидросистемы статопараметрическим методом проводится следующим образом. Измеряют подачу насоса при номинальном давлении. Увеличивают сопротивление последовательно включенного дросселя, что повышает давление на выходе из насоса. По полученному результату подачи вычисляют коэффициент подачи, по которому судят о величине зазоров в гидрооборудовании и степени износа.

Статопараметрический метод может использоваться для испытания всех механизмов гидропривода и на данный момент является наиболее распространенным. Для его осуществления промышленность выпускает переносные и стационарные средства диагностирования. Наиболее простым по конструкции является дроссель-расходомер ДР-90 (ДР-100, ДР-200, ДР-350, устройство КИ-5473 и др.), проверяющий гидросистемы с рабочим давлением от 10 до 35 МПа [3] (рис. 2.1).

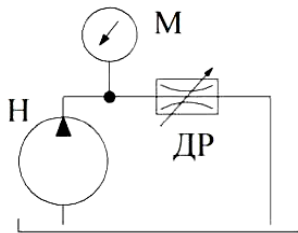


Рис. 2.1. Гидросхема испытательного стенда, служащего для определения подачи насоса статопараметрическим методом:
Н – насос, М – манометр, ДР – дроссель

Преимуществом данного метода являются не только диагностика и обкатка гидроаппарата, но и высокая точность.

Недостатком является способ проведения статопараметрической диагностики. Проверка всех механизмов, подключение дополнительных

датчиков, отсоединение гидролиний делают процесс испытаний трудоемким, но следует отметить, что современная техника с гидроприводом укомплектована измерительной аппаратурой, которая позволяет несколько снизить сложность проведения испытаний.

Кинематический метод диагностики является наименее трудоемким. Он определяет общее техническое состояние гидропривода по скорости перемещения исполнительных элементов. Согласно этому методу общую оценку состояния гидропривода можно провести визуально, например, при значительном снижении скорости перемещения штока поршня.

Для получения точных данных о перемещении исполнительных элементов можно использовать акселерометры. Подключив их к компьютеру и используя специальное ПО, можно получить диаграмму ускорения перемещения рабочих органов механизма при определенной подаче насоса. Этот метод диагностики не позволит локализовать место появления неисправности.

Метод *амплитудно-фазовых* характеристик (пульсации давления) основан на том факте, что между диагностическим параметром (импульсом нарастания давления) и подачей насоса (объемным КПД) при постоянном режиме диагностирования существует определенная зависимость. В общем случае интенсивность изменения давления определяется измерением величины и времени нарастания давления [3].

Амплитуда импульса и продолжительность нарастания давления измеряются следующим образом. Гидропривод выводится на определенный режим работы: необходимо задать частоту вращения вала насоса, вязкость рабочей жидкости и давление нагружения. Затем с помощью нагрузителя резко повышается рабочее давление в напорной гидролинии до определенного значения и измеряется время нарастания давления от исходного значения давления до установившегося. Для снижения погрешности время, затрачиваемое на изменение проходного сечения дросселя, должно быть строго постоянным.

Для упрощения процесса диагностирования фиксируют величину интенсивности изменения давления путем дифференцирования сигнала, измеряемого в гидролинии давления. Полученный сигнал сравнивается с заданным сигналом, соответствующим номинальной величине интенсивности нарастания давления, и по разности сигналов определяется техническое состояние диагностируемого

объекта. Измерение амплитуды пульсаций проводится с помощью осциллографов. Образец осциллограммы пульсации давления в следящем гидроприводе представлен на рис. 2.2.

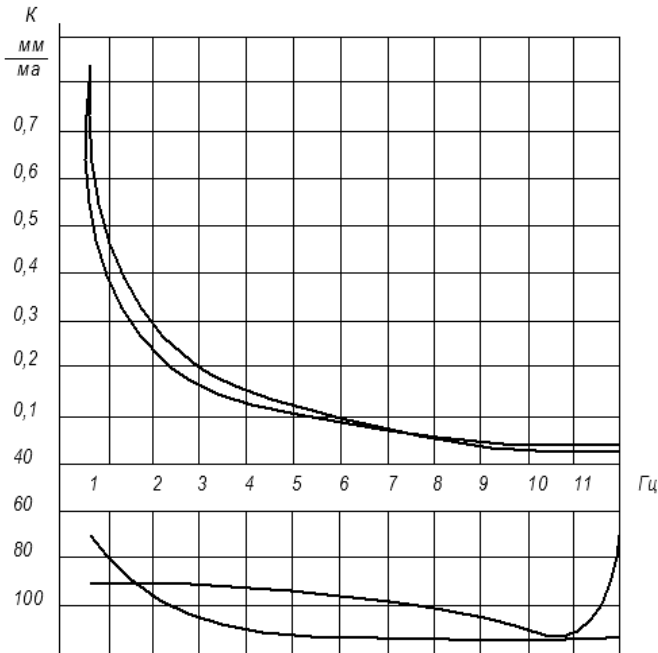


Рис. 2.2. Графики амплитудно-фазовой характеристики силового следящего гидропривода

Реализация метода амплитудно-фазовых характеристик может быть осуществлена с помощью устройств, измеряющих время снижения давления в заданном интервале и уровень снижения давления за заданный интервал времени.

Метод может дать высокую точность лишь при наличии эталонного сигнала, соответствующего номинальной величине интенсивности нарастания давления.

Недостатком метода является высокая трудоемкость и необходимость использования дополнительных устройств (осциллографов).

Акустический метод применяется для диагностирования внутренней негерметичности гидроагрегатов. Для измерения используются высокочувствительные микрофоны, которые в ультразвуковом

диапазоне регистрируют шумы рабочей жидкости, протекающей через поврежденные уплотнения. Предварительная тарировка позволяет определить утечки в гидроуплотнителях, клапанах и других элементах гидросхемы. Однако высокая скорость этого метода диагностики имеет существенные недостатки в виде необходимости точной тарировки и наличия помех от соседних агрегатов.

Виброакустический метод диагностики основывается на измерении вибраций объектов диагностирования. В отличие от акустического метода, приборы регистрируют шумы не в ультразвуковом, а в более высоком диапазоне от 500 до 1000 Гц. Виброакустический метод применяют, в основном, для механизмов с выраженным повторяющимся (циклическим) режимом работы (например для гидронасосов). Его основное достоинство – возможность получения информации о работе любого элемента гидропривода без отключения его от работы и разборки. Приближенную оценку состояния системы можно проводить по замеренным в ее отдельных точках общим уровням вибраций в долях ускорения силы тяжести g ($9,81 \text{ м/с}^2$) или в децибелах (дБ). Для измерения общего уровня вибрации применяют пьезоэлектрические измерители ускорений с пьезоэлектрическими датчиками ускорений или ИС-313 [9]. Однако при использовании этого метода сложно выделять полезную информацию.

К недостаткам можно отнести сложность анализа виброакустических процессов (необходимость строгого соблюдения режима диагностирования и частоты вращения во избежание сдвига спектра вибрации в одну из сторон от резонансной частоты полосового фильтра) и необходимость использования сложной и дорогостоящей аппаратуры. Исключение составляет метод кинематической синхронизации с яркостным накоплением сигнала, где используются сравнительно простые средства.

Силовой метод основан на определении усилия, создаваемого исполнительным механизмом. Проводя диагностику этим методом, невозможно получить данные об отдельных механизмах гидропривода или объеме утечек. Проводится оценка только общего состояния привода, поэтому силовой метод подобен кинетическому. Невысокая точность – главный недостаток силового метода; преимуществом метода является возможность проведения испытаний без специального оборудования. В некоторых случаях можно ограничиться визуальным осмотром заготовки после воздействия

на нее рабочего механизма, чтобы понять, что для работы оборудования в гидросистеме недостаточно давления.

Измерение скорости нарастания усилия на исполнительном элементе является усовершенствованием простого силового метода. Для его проведения используются переносные накладные датчики. Скорость получения данных также является преимуществом этого метода диагностики, как и трех предыдущих. Однако диагностика гидропривода этим методом не позволяет провести испытания систем с гидромотором.

Современным тенденциям в области диагностики неисправностей гидравлических систем соответствуют искусственные нейронные сети (ИНС) для диагностики недостатков некоторых компонентов системы, таких как клапаны, приводы, насосы или датчики. ИНС имеют возможность выполнять распознавание образов и диагностику, которую трудно описать в терминах аналитических алгоритмов диагностики, так как они могут получать входные образы сами по себе.

Схема простой, одноуровневой нейросети представлена на рис. 2.3. Принцип работы ИНС заключается в следующем. Сигналы *1* от датчиков поступают на искусственные нейроны *2*, которые представляют собой часть обрабатывающей программы, математическую функцию активации или функцию срабатывания. Вычисленный результат своей работы нейрон передает на выход определенной функции. В большинстве случаев результат функций находится в промежутке $[0;1]$, где эти значения соответствуют неисправному и исправному состоянию оборудования. Затем данные от нейрона передаются на систему принятия решения, компьютер или на второй слой нейронов, если ИНС состоит из нескольких слоев нейронов.

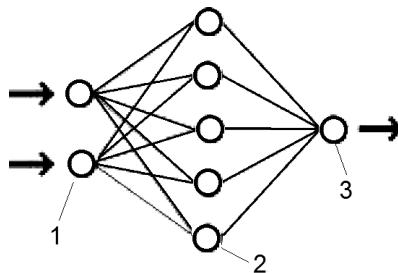


Рис. 2.3. Схема простой нейросети:
1 – поступающие сигналы; *2* – нейроны; *3* – выход функции

Существует система «весов» числовых значений неисправностей. Компьютер считает сумму поступающих с нейронов чисел и по полученному результату определяет техническое состояние оборудования.

Основной задачей ИНС является определение неисправности оборудования или предсказывание технических проблем по множеству поступающих значений. Для принятия решения должно учитываться большое количество факторов, таких как вибрация оборудования или вязкость рабочей жидкости. Эти параметры постоянно изменяются, поэтому возможность обучения является первичной необходимостью для ИНС. Отлаженная и обученная ИНС представляет собой надежный инструмент проведения технической диагностики гидросистем.

Методы *статистических решений*, отличающиеся от всех вышеперечисленных, являются методами диагностики в реальном времени, что приводит к одному их общему недостатку – невозможности или малой вероятности предсказания качества работы системы. Диагностика, проводимая методами статистических решений, учитывает не только текущее состояние гидросистем, но и частоту появления всех типов отказов, а также параметры состояния агрегатов, при которых отказы возникали.

Одним из таких методов является метод Байеса. Суть метода – в предсказывании вероятности какого-либо события с учетом того, что другие, связанные с ним, события уже произошли.

Похожим методом определения неисправности является метод последовательного анализа – метод Вальда, который похож на метод Байеса, но отличается тем, что число проверок по группе признаков не устанавливается заранее, а определяется в процессе диагностики [8].

Для случаев, когда априорных статистических данных по отказам и неисправностям недостаточно, рекомендуется использовать методы статистических решений. В этих случаях метод Байеса становится неэффективным, и правила принятия решений определяются по условиям минимального среднего риска.

Для проверки свойств рабочих жидкостей используют методы *спектрального анализа*. При наличии утечек рабочей жидкости следует уделять внимание динамике их увеличения и количественной оценке, так как требования, предъявляемые к системам гидроприводов относительно герметичности, минимальной длины трубопроводов и отсутствия карманов для оседаний продуктов износа, весьма высоки.

Подготовка рабочей жидкости к спектральному анализу в ряде случаев связана с ее озолением, выпариванием или вакуумированием. Из-за трудоемкости и длительности операций по озолению рабочих жидкостей в ряде случаев находят применение способ спектрального анализа без предварительного озоления и фотоэлектрический метод регистрации спектра. При использовании фотоэлектрической установки МФС-3 удастся одновременно проводить анализ девяти элементов. Продолжительность анализа пробы рабочей жидкости не превышает 4 мин.

Способ отличается высокой чувствительностью (чувствительность к содержанию железа, свинца и кремния составляет 0,0001 %, хрома, меди и алюминия – 0,000 01 %) и находит применение при анализе рабочих жидкостей.

Недостатком способа является невозможность локализации источника интенсивного износа, если несколько трущихся сопряжений изготовлены из одного металла, поэтому способ может найти широкое применение при оценке общего технического состояния гидропривода и технического состояния рабочих жидкостей.

Вышеперечисленные методы диагностики являются основополагающими при испытании гидросистем. Их принято разделять на два больших метода: диагностика рабочей жидкости из гидросистемы и испытания самих гидроагрегатов (гидронасосов, дросселей или распределителей).

Проанализировав большинство методов диагностики гидросистем, выяснили, что все они имеют преимущества и недостатки (табл. 2.1).

Таблица 2.1. Сравнительная таблица методов диагностики гидроприводов

Метод	Достоинства	Недостатки
Статопараметрический	Высокая точность, применим для всех гидроагрегатов, разработаны переносные и стационарные средства диагностирования, позволяет провести не только диагностику гидроагрегата, но и его обкатку	Трудоемкость (если применять расходомеры и нагрузочные клапаны)
Спектральный анализ	Высокая точность	Невозможно определить источник загрязнения

Окончание таблицы 1.2

Метод	Достоинства	Недостатки
Амплитудно-фазовых характеристик (метод пульсации давления)	Высокая точность (при наличии эталонного сигнала, соответствующего номинальной величине интенсивности нарастания давления)	Трудоемкость, необходимость использования дополнительных устройств (осцилограф)
Акустический	Малое время проведения	Тарировка, измерения проводятся с помощью высокочувствительных микрофонов, необходимость тарировки и наличие помех от соседних агрегатов
Кинематический (по скорости перемещения исполнительных элементов)	Наименее трудоемкий	Низкая точность, невозможность локализации места появления неисправности
Измерение скорости нарастания усилия на рабочем органе	Простота проведения, быстрое получение результата	Невозможно определить источник проблемы. Проводится отдельно от основного процесса работы оборудования
Диагностика с помощью искусственной нейронной сети	Возможность предсказания отказов. Высокая точность (при наличии достаточного количества датчиков)	Сложность проектирования ИНС. Необходимость обучения ИНС
Статистических решений	Предсказывание возможных неисправностей	Невысокая точность. Диагностика не в реальном времени, чрезмерная трудоемкость без использования ЭВМ

Методы диагностирования определяют исходя из поставленной перед системой диагностирования задачи [4]. Они должны включать диагностическую модель гидропривода, правила измерения диагностических параметров, порядок их анализа и обработки. Высокая точность является основополагающим фактором при выборе метода диагностики, но ряд причин (узкие временные рамки или экономический фактор, когда владелец оборудования не имеет возможности на приобретение дополнительных тестовых аппаратов) вынуждает специалистов, занимающихся ремонтом гидроприводов, прибегать к другим способам диагностики, недостаточно точным, косвенно отвечающим текущим требованиям.

По этим параметрам методы диагностики можно объединить в две схемы, показывающие приоритет выбора какого-либо метода (рис. 2.4). В первой схеме показан приоритет выбора метода диагностики при определении неисправности механизмов. Вторая схема отражает выбор метода определения качества рабочей жидкости.



Рис. 2.4. Схема приоритетного выбора методов диагностики

Повсеместное развитие технологий приводит к развитию гидроприводов и к их усложнению. Модернизируется весь перечень используемых в них гидроаппаратов, что приводит к расширению перечня возможных неисправностей оборудования. Поэтому необходимо постоянно разрабатывать новые или модернизировать уже существующие методы диагностики гидропривода, что не только устраняет возникающие неполадки, но и успешно предупреждает их.

2.3. Анализ средств диагностирования гидростатических трансмиссий мобильных технических средств

В настоящее время существуют два метода оценки работоспособности аксиально-поршневых гидромашин: статический и динамический.

Статический метод заключается в том, что на испытательном стенде гидромашин проверяются на гидроплотность и герметичность. Для этого на стенде необходимо смонтировать насос высокого давления, установочные плиты для крепления гидроагрегатов, а также дополнительную аппаратуру управления и контроля.

Статическая оценка утечки жидкости в качающем узле проводится путем подвода к нагнетательной магистрали проверяемого агрегата (насоса или гидромотора) рабочей жидкости под давлением. При этом стопорится вал гидромашин и замеряется утечка жидкости из дренажных отверстий. Величина утечки сравнивается с допустимой [4, 10, 11].

Результаты статической оценки имеют низкую достоверность и в значительной мере зависят от чистоты рабочей жидкости. Механические частицы, содержащиеся в рабочей жидкости, под действием давления будут попадать между деталями распределительного и поршневого узлов, и так как относительная скорость этих деталей мала, механические частицы не разрушаются, как при нормальной работе агрегатов, а разжимают детали, и тем самым приводят к резкому возрастанию утечек [11]. Также на величину утечки в значительной мере будет влиять температура рабочей жидкости [10].

Данная методика проверки аксиально-поршневых гидромашин используется в МАДИ на кафедре гидропривода и гидропневмо-

автоматики. На гидроплотность проверяются качающий узел и распределительная пара.

Главный недостаток данного способа – неполный контроль основных параметров технического состояния гидромашин.

Динамическая оценка работоспособности регулируемых аксиальнопоршневых гидроагрегатов заключается в проведении полного цикла испытаний, имитирующих реальные условия работы. Проверка производится при непосредственном вращении вала гидроагрегата, при этом измеряются подача (расход) жидкости, развиваемое давление, крутящий момент, мощность.

Для проведения данных исследований необходимо использовать стенды с приводной мощностью, равной мощности двигателя машины, на которой установлены насос или гидромотор. При этом необходима установка промежуточных устройств, изменяющих частоту вращения от минимальной до максимальной.

Данный способ проверки имеет ряд преимуществ перед статическим, однако основным его недостатком является сложность изготовления и конструирования и высокие затраты по энергопотреблению приводной установки стенда.

В настоящее время для испытания аксиально-поршневых гидромашин используются стенды КИ-4815М, КИ-28097-01М-03М ГОСНИТИ; СГН-2м ЗАО ПО «Стендовое оборудование»; стенд УГИ 400-16-С01; «ССМ-ТЯЖМАШ»; СИ-НМ-В-1-20/250/60,5-Т Инжиниринговой компании «Уральский Промышленный Центр»; «Стенд универсальный для обкатки, регулировки и проверки гидроагрегатов» Пензенского РМЗ; стенд ООО «МАСТЕР Механика»; стенд, используемый сервисными центрами ОАО «Пневмострой-машина»; испытательный стенд «Бош Рексрот» (Германия).

Особенность «Стенда универсального для обкатки, регулировки и проверки гидроагрегатов» Пензенского РМЗ заключается в возможности проверки, настройки и регулировки большого количества гидравлической аппаратуры: насосов, гидромоторов, распределителей и пр. Данный стенд рассчитан также на испытание насосных и моторных многопоточных установок и агрегатов типа УНА с возможностью изменения частоты вращения от 400 до 1500 об/мин при помощи пускового масляного реостата, создания сопротивления в нагнетающей магистрали до 40 МПа, с возможностью измерения температуры рабочей жидкости, частоты вращения приводного вала и мощности приводного двигателя.

Однако недостатком стенда являются его громоздкость, требующая наличия больших площадей; ограниченный диапазон регулирования частоты вращения, не позволяющий испытывать современные высокооборотистые гидромашины; длительный процесс проверки по причине большого количества операций по настройке стенда.

Стенды КИ-4815М, КИ-28097-01М-03М ГОСНИТИ (рис. 2.5) для испытаний объемных гидроприводов и аксиально-поршневых гидромашин с мощным приводным двигателем и дополнительной приставкой имеют также большие габариты и изготавливаются на базе серийно выпускаемых стендов КИ-4815, поэтому на данных стендах возможно испытание только небольшой номенклатуры гидромашин. Двигатели стендов имеют недостаточную мощность (22 и 45 кВт), тогда как гидромашины с рабочим объемом более 90 см³ потребляют мощность не менее 70 кВт; одна линия высокого давления также не позволяет применять стенд для испытания многопоточных гидромашин; отсутствует возможность проверки регуляторов насоса, а невозможность регулирования частоты вращения приводного двигателя не позволяет использовать на данном стенде методики проверки заводов-изготовителей и, соответственно, – возможности проверки всех технических характеристик [11, 12].



Рис. 2.5. Стенд КИ-28097-01М-03М ГОСНИТИ

Стенды «ССМ-ТЯЖМАШ» и «УГИ» предназначены для испытания насосов и гидромоторов после текущего и капитального ремонтов с целью определения следующих параметров: отсутствие повышенной вибрации, ударов, стуков, резкого шума, толчков давления в магистралях, повышенного нагрева (функциональные

параметры); отсутствие каплеобразования из-под крышек, пробок, фланцев, через стыки корпусных деталей (параметры герметичности); величина подачи рабочей жидкости и ее равномерность при заданном направлении вращения выходного вала, изменение значения подачи рабочей жидкости при работе механизмов регулирования, реакция на изменение нагрузки (давления на выходе), изменение частоты вращения выходного звена гидромотора при изменении подводимого расхода рабочей жидкости к рабочим полостям [11]. Но данные стенды, как и стенд Пензенского РМЗ, громоздкие, имеют небольшой диапазон регулирования частоты вращения и измерения крутящего момента, хотя на них установлены приводные двигатели мощностью 60,5 кВт. Также недостатками данных стендов являются невозможность регулирования температуры рабочей жидкости в большом диапазоне, отсутствие второй гидролинии для испытания регуляторов насосов.

Наиболее полно оценивают работоспособность аксиально-поршневых гидромашин стенды ПО «Стендовое оборудование» и ООО «МАСТЕР Механика».

Стенд производства ЗАО ПО «Стендовое оборудование» СГН-2м (рис. 2.6) предназначен для послеремонтной обкатки, регулировки и контрольных испытаний насосов и распределительно-регулирующей гидроаппаратуры рабочего оборудования тракторов, грузовых автомобилей и машин сельскохозяйственного назначения [12].



Рис. 2.6. Стенд СГН-2м

Основной отличительной особенностью стенда СГН-2м является применение электропривода с микропроцессорным блоком управления частотой вращения и электронной системой измерения.

Преимуществом стенда является регулируемая частота вращения выходного вала стенда, которая обеспечивает возможность проведения шадящей послеремонтной обкатки аксиально-плунжерных и поршневых насосов, имеющих прецизионные соединения деталей качающих узлов, повышает ресурс их работы (особенно актуально для дорогостоящих насосов производства зарубежных фирм). Создается возможность проведения испытаний разных типов насосов в соответствии с техническими требованиями на испытания – при номинальной частоте вращения приводного вала.

Применение статопараметрического метода диагностирования гидропривода требует обязательного измерения расхода задресселированного потока жидкости.

Российскими и зарубежными учеными сделан большой вклад в развитие расходомерии [11, 12]. Благодаря их исследованиям созданы и применяются в различных отраслях промышленности расходомеры с большим разнообразием основанных на различных методах измерений конструкций. Их можно условно разделить на следующие четыре группы:

1. Приборы с механическим движением рабочего объема: тахометрические и силовые.

2. Приборы, основанные на гидродинамических методах: переменного перепада давления, переменного уровня, обтекания, вихревых, парциальных.

3. Приборы в которых используются физические, не относящиеся к механическим и гидродинамическим, явления: тепловые, электромагнитные, акустические, оптические, ядерномагнитные, ионизационные.

4. Приборы, основанные на особых методах: корреляционных, концентрационных.

Оценивая существующие приборы для измерения расхода, нужно учитывать условия, в которых будет проводиться техническое обслуживание мобильных машин. Не только на поле, но и на территории машинного двора практически невозможно обеспечить надежную защиту этих приборов от повреждающего воздействия таких внешних факторов, как низкие температуры, атмосферные осадки, запыленность воздушной среды, вибрации, случайные удары при монтаже.

Небольшой имеющийся опыт применения импортных переносных приборов для контроля технического состояния машинно-

тракторного парка свидетельствует о том, что эти приборы несовместимы с условиями эксплуатации машин, так как содержат легко повреждаемые электрические преобразователи, элементы электроники и сложные коммуникации. По этой причине эксплуатационные и ремонтные предприятия часто отказываются от приобретения подобных средств диагностики.

Предварительный анализ показывает, что большинство из перечисленных выше приборов не соответствуют условиям применения в гидроприводе мобильных машин, поэтому не рассматриваются. Отдельные средства, не отраженные в научных работах, нашли широкое практическое применение и потому требуют определенного внимания. Учитывая изложенное, рассмотрим только расходомеры следующих типов: переменного перепада давления, тахометрические и вихревые.

Расходомеры переменного перепада давления основаны на зависимости расхода от перепада давления, создаваемого специальным сопротивлением внутри трубопровода или самим элементом трубопровода. В состав такого расходомера входят: сужающее устройство, создающее перепад давления; дифманометр, преобразующий этот перепад сначала в перемещение подвижного элемента, а затем, с помощью индукционного преобразователя, – в электрический сигнал; измерительный прибор, регистрирующий величину этого сигнала.

Тахометрическими называют расходомеры, имеющие вращающийся элемент, частота вращения которого пропорциональна объёмному расходу. По конструкции вращающегося элемента эти расходомеры разделяют на камерные, турбинные, шариковые и роторно-шаровые.

Камерные тахометрические расходомеры снабжаются ротором в виде блока цилиндров, шестерен и др. Жидкость заполняет рабочие камеры и таким образом разделяется на порции, перемещаемые от входа к выходу за счет вращения ротора. На этом принципе построены, например, счетчики количества топлива в раздаточных бензоколонках. В составе стационарного оборудования для диагностирования гидроприводов часто используют обычные серийные низкомоментные гидромоторы, соединенные с тахогенераторами. Наряду с простотой, достаточной точностью, доступностью и сравнительно небольшой стоимостью таких расходомеров, у них есть существенные недостатки – громоздкость и тяжеловесность, что

исключает возможность их применения в качестве переносных средств диагностирования.

Турбинные тахометрические расходомеры применяются для трубопроводов диаметром от 0,004 до 0,750 м. Они работают в широком диапазоне температуры и давления. Датчик такого расходомера представляет собой корпус в виде патрубка, внутри которого помещена турбинка, выполненная из ферромагнитного материала. На наружной поверхности корпуса устанавливается индукционный преобразователь. Отечественная промышленность выпускает ряд турбинных датчиков расхода с диапазоном измерения от 0,12 до 6,0 $\text{дм}^3/\text{с}$ при значениях рабочего давления до 40 МПа.

Основным недостатком турбинных расходомеров, затрудняющим их широкое применение в гидроприводе мобильных машин, является требование строгого ограничения загрязненности рабочей жидкости, что часто оказывается невыполнимым.

Свободными от этого недостатка считаются шариковые тахометрические расходомеры. Наиболее широко применяются шариковые расходомеры с винтовым направляющим аппаратом. Поток жидкости, закрученный этим аппаратом, приводит во вращение ферромагнитный шарик. Частота вращения шарика по кругу внутри трубы преобразуется индукционным или индуктивным преобразователем в электрический частотный сигнал.

Анализ существующих конструкций шариковых тахометрических расходомеров позволяет сделать вывод о принципиальной возможности их применения в составе переносных средств измерения расхода рабочей жидкости мобильных машин. Следует, однако, учитывать, что общим недостатком всех тахометрических приборов, ограничивающим их применение, являются значительная зависимость точности измерений от вязкости контролируемой жидкости и необходимость использования электрических преобразователей.

К расходомерам обтекания относят приборы, чувствительный элемент которых воспринимает динамическое давление потока и отклоняется под его воздействием, причем величина отклонения зависит от расхода. По принципу действия они разделяются на приборы постоянного перепада давления, поплавково-пружинные, шариковые и с поворотной лопастью [8, 11, 12].

Недостатком всех расходомеров обтекания является зависимость показаний прибора от его ориентации в пространстве, что

исключает возможность их использования в составе переносных средств диагностики гидропривода.

Вихревые расходомеры предложены сравнительно недавно, но широкого распространения не получили. Эти приборы основаны на зависимости частоты колебаний давления от расхода. Колебания давления возникают в результате вихреобразования струи в потоке [12]. Как показывает опыт, вихревые расходомеры имеют погрешность $\pm 40\%$ при измерении расхода в пульсирующих потоках. Следует также отметить, что на работу вихревых расходомеров существенное влияние оказывают помехи, создаваемые при работе различными элементами гидропривода: вибрации, толчки, удары и т. п.

Все рассмотренные приборы, кроме расходомеров переменного перепада давления и камерных, отличаются сложной конструкцией и высокой стоимостью. Обычные расходомеры переменного перепада давления имеют простые первичные преобразователи, но конструкции приборов сильно усложняются за счет наличия вторичного преобразователя – дифманометра, из-за чего исключается возможность применения этих расходомеров в составе переносных средств диагностики.

Эксплуатационные и ремонтные предприятия в первую очередь нуждаются в переносных средствах диагностики: простых, дешевых, защищенных от повреждений, даже в ущерб точности измерений. Поэтому наибольший интерес представляют дроссели-расходомеры типа ДР-70, ДР-90, КИ-1078 и другие, построенные на принципе переменного перепада давления. Эти приборы широко применяются в практике эксплуатации сельскохозяйственных машин.

Дроссель КИ-1078 имеет прецизионную пару – поворотный плунжер и гильзу. Плунжер, соединенный с рукояткой и шкалой расхода, имеет на торце косой срез, который частично или полностью перекрывает дроссельное выходное отверстие гильзы. При выполнении измерений отверстие постепенно закрывают до тех пор, пока давление в гидросистеме установится на уровне номинального (16 МПа). При этом на шкале лимба отмечается фактический расход. Шкала построена в расчете на применение в гидроприводе дизельного летнего масла ДП-11(М10-В₂), которое имеет вязкость 60...70 мм²/с при значениях температуры 50 °С. К достоинствам этих приборов относятся простота конструкции и компактность. Недостатком конструкции является сильное влияние

вязкости жидкости на точность измерений, поэтому условия испытаний (сорт масла, температура) строго регламентированы. Другой недостаток состоит в том, что угол поворота плунжера ограничен 120° , вследствие чего приборы такого типа отличаются низкой чувствительностью. Кроме того, предел измерения расхода у КИ-1078 – $1,5 \text{ дм}^3/\text{с}$, что недостаточно для диагностирования гидроприводов большинства мобильных машин, в том числе комбайнов.

Цифровые гидротестеры Webtec (рис. 2.7) измеряют поток, давление и температуру и предназначены для удобного контроля работы гидравлических насосов, двигателей, клапанов и гидростатических передач.



Рис. 2.7. Гидротестеры Webtec

Гидротестеры имеют упрощенные элементы управления и могут выявлять неисправности гидравлической системы, сокращать время простоя и помогать в профилактическом обслуживании.

Тестеры содержат блок турбинного расходомера до 800 л/мин и большой, легко читаемый жидкокристаллический дисплей, который показывает поток и температуру.

Блок турбины выполнен из высокопрочного алюминия, внутри размещается шестилопастная турбина, вращающаяся на валу и подшипнике из нержавеющей стали. Встроенные выпрямители потока уменьшают поток турбулентности и позволяют точно измерять расход в обоих направлениях.

Гидротестеры имеют встроенный нагружающий клапан для имитации рабочего давления машины. Встроенные защитные диски защищают машину и оператора в случае избыточного давления, позволяя маслам безопасно обходить нагружающий клапан без утечки масла из гидравлического контура.

Выводы. В эксплуатационных условиях широкое применение нашли дроссели-расходомеры типа ДР-70, ДР-90, КИ-1078 и другие, построенные на принципе переменного перепада давления, особенно для диагностирования раздельно-агрегатной гидравлической системы тракторов (гидравлические насосы типа НШ, гидрораспределители, ГОРУ). Для диагностирования ГСТ не применяются из-за сильного влияния вязкости жидкости на точность измерений и низкого предела измерений расхода жидкости.

В некоторых райагросервисах и передовых хозяйствах республики встречаются стенды КИ-4815М, КИ-28097-01М-03М ГОСНИТИ. Они применяются также для диагностирования раздельно-агрегатной гидравлической системы тракторов. ГСТ можно продиагностировать на этих стендах только в частичном режиме и с низкой точностью; кроме того, электродвигатели стендов имеют мощность в 22 и 45 кВт, которой недостаточно для нагружения ГСТ.

Гидротестеры Webtec ввиду их большой стоимости в основном применяются специализированными сервисными службами. Данными гидротестерами возможно продиагностировать ГСТ непосредственно на мобильном энергетическом средстве. К недостаткам следует отнести то, что турбинный расходомер имеет ограниченный диапазон измерений и требование строгого ограничения загрязненности рабочей жидкости, что часто оказывается невыполнимым.

3. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

3.1. Разработка принципиальной схемы диагностического устройства

В БГАТУ на кафедре ЭМТП разработана схема диагностического устройства [10, 13–15] (рис. 3.1, 3.2), позволяющего в эксплуатационных условиях проводить объективное 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.

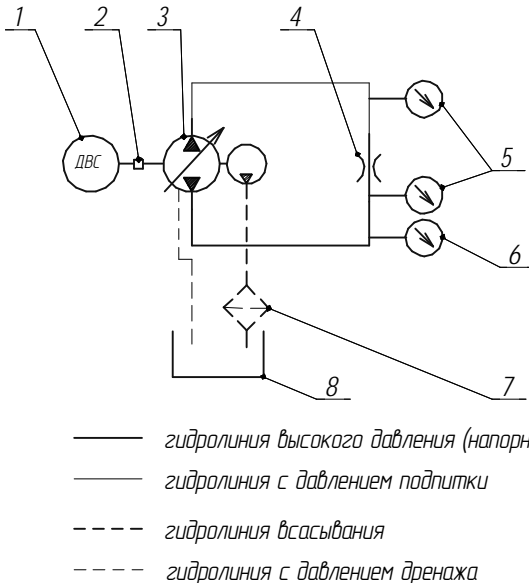


Рис. 3.1. Схема диагностического устройства (диагностика гидронасоса):
1 – двигатель внутреннего сгорания трактора; 2 – тахометр; 3 – диагностируемый регулируемый аксиально-плунжерный насос; 4 – дроссель постоянного сечения; 5 – манометры; 6 – термометр; 7 – фильтр; 8 – гидробак

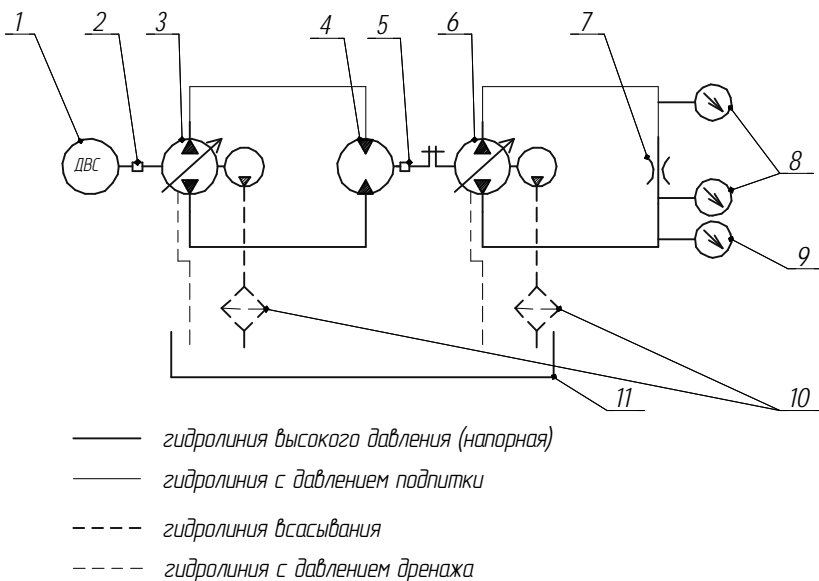


Рис. 3.2. Схема диагностического устройства (диагностика гидромотора):

- 1 – двигатель внутреннего сгорания трактора; 2 – тахометр;
 3 – эталонный регулируемый аксиально-плунжерный насос (объемный КПД 0,96);
 4 – проверяемый аксиально-плунжерный гидромотор; 5 – муфта с тахометром;
 6 – нагрузочный гидронасос; 7 – дроссель постоянного сечения;
 8 – манометры; 9 – термометр; 10 – фильтры; 11 – гидробак

Диагностика гидронасоса проводится по схеме (см. рис. 3.1) следующим образом: привод гидронасоса 3 целесообразно осуществлять от двигателя 1 внутреннего сгорания посредством ВОМ трактора, так как диагностирование агрегатов гидрообъемной трансмиссии на предприятиях системы «Агросервис» и в хозяйствах производится эпизодически и требует мощности привода свыше 75 кВт.

Так как аксиально-плунжерный насос с регулируемой подачей, то представляется возможным для загрузки использовать дроссель 4 постоянного сечения. ВОМ трактора вращает вал насоса 3. При этом рычаг гидрораспределителя диагностируемого гидронасоса 3 находится в вертикальном положении, когда его подача практически равна нулю.

Медленно поворачивая рычаг гидрораспределителя насоса 3, увеличиваем давление до номинального значения. Следим за давлением по показанию манометров 5. При известных значениях площади сечения дросселя 4, с учетом вязкости жидкости и минимально допустимого объемного коэффициента полезного действия насоса по развиваемому давлению в системе делаем заключение о его состоянии.

Диагностика гидромотора проводится по схеме (см. рис. 3.2) работает следующим образом. Приводящийся от двигателя внутреннего сгорания 1 через ВОМ насос 3 – эталонный, с коэффициентом подачи $\eta_0 = 0,96$, по рукавам высокого давления подает рабочую жидкость в гидромотор 4 и вращает его вал, который через муфту с тахометром 5 соединен с гидронасосом 6, выполняющим роль гидравлического тормоза.

Медленно наклоняя рычаг гидрораспределителя насоса 3 до максимальной подачи, достигаем максимальной частоты вращения вала гидромотора. При этом рычаг гидрораспределителя нагрузочного гидронасоса 6 находится в вертикальном положении, когда его подача практически равна нулю.

Медленно поворачивая рычаг гидрораспределителя насоса 6, увеличиваем давление до номинального значения. Следим за давлением по показанию манометров 8 и контролируем температуру рабочей жидкости по термометру 9. По развиваемой валом гидромотора частоте вращения под номинальной нагрузкой делаем заключение о его техническом состоянии.

(Методика и критерии оценки технического состояния агрегатов ГСТ приведены в разделе 4.)

3.2. Исследование процесса нагружения вала аксиально-плунжерного насоса дросселированием потока рабочей жидкости

Создание и изменение тормозного момента на валу регулируемого аксиально-плунжерного насоса может осуществляться дросселем постоянного сечения и изменением подачи насоса.

Для создания нагрузки на валу насоса целесообразно применение турбулентных дросселей, так как при турбулентном режиме течения жидкости зависимость сопротивления потоку от вязкости

жидкости и, соответственно, от температуры жидкости и окружающей среды значительно меньшая, чем при ламинарном [8, 16–18].

Рассмотрим подробнее процесс передачи механической энергии аксиально-плунжерным насосом (рис. 3.3) и процесс дросселирования потока рабочей жидкости с использованием турбулентного дросселя (рис. 3.4).

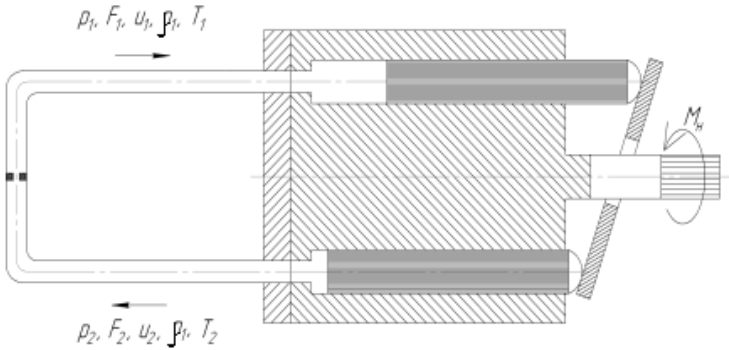


Рис. 3.3. Схема передачи механической энергии аксиально-плунжерным насосом

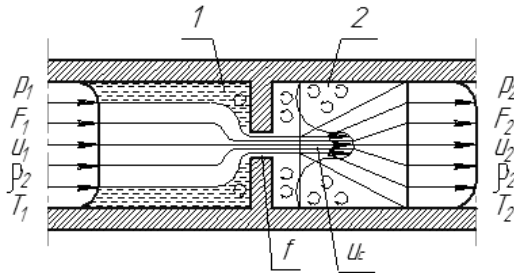


Рис. 3.4. Схема течения потока рабочей жидкости в турбулентном дросселе

Суммарную элементарную работу плунжеров насоса представим в виде уравнения [16–18]:

$$\delta A = p_2 \delta W_{c_2} - p_1 \delta W_{c_1}, \quad (3.1)$$

где p_2 – давление на выходе из насоса (до дросселя), Па; p_1 – давление на входе в насос (после дросселя), Па; W_{c_1}, W_{c_2} – суммарные изменения объемов сливной и нагнетательной полостей, м³.

$$\begin{aligned}\delta W_{c_1} &= F_1 \delta l, \\ \delta W_{c_2} &= F_2 \delta l,\end{aligned}\tag{3.2}$$

где F_1, F_2 – эффективные площади плунжера, м^2 ; δl – элементарное перемещение плунжера, м .

Для многоплунжерных насосов выражение (3.2) запишется в виде [16–18]:

$$\begin{aligned}\delta W_{c_1} &= \sum_{i=1}^{n_1} \delta W_i = F \sum_{i=1}^{n_1} \delta l_i, \\ \delta W_{c_2} &= \sum_{i=1}^{n_2} \delta W_i = F \sum_{i=1}^{n_2} \delta l_i.\end{aligned}\tag{3.3}$$

Для математического описания в теории объемных приводов вводятся характерные величины [16–18]:

– удельный рабочий объем

$$q = \frac{\delta W_c}{\delta y},\tag{3.4}$$

где δy – элементарное перемещение входного или выходного звеньев насоса.

– коэффициент асимметрии

$$\sigma = \frac{\delta W_1}{\delta W_2} = \frac{F_1 \delta l_i}{F_2 \delta l_i}.\tag{3.5}$$

Значит, суммарную работу плунжеров можно записать как

$$\delta A = q(p_2 - \sigma p_1) \delta y.\tag{3.6}$$

Учитывая, что идеальный момент сил на валу насоса при $\delta \rightarrow 0$ запишется как

$$M_{\text{и}} = \frac{\delta A}{\delta y} = \frac{dA}{dy},\tag{3.7}$$

$$M_{\text{н}} = q(p_2 - \sigma p_1). \quad (3.8)$$

Идеальный момент сил на валу насоса отличается от реального момента на валу насоса $M_{\text{н}}$ силами трения в механизме и рабочей среде, которые учитываются механическим и гидравлическим КПД насоса.

$$M_{\text{н}} = \frac{q(p_2 - \sigma p_1)}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}, \quad (3.9)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД насоса; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД насоса.

Для аксиально-плунжерного насоса удельный рабочий объем q и коэффициент асимметрии σ полостей представляют собой переменные величины. Однако при проектировочных расчетах принимают средние фиксированные значения этих величин [16–18]:

$$q = \frac{V_0}{2\pi} = \frac{Fu}{\omega_{\text{н}} \eta_0}; \quad \sigma = 1, \quad (3.10)$$

где u – скорость потока жидкости, м/с; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вала насоса, с⁻¹; η_0 – объемный КПД насоса.

Выразим угловую скорость вала насоса через частоту вращения n :

$$\omega_{\text{н}} = 2\pi n. \quad (3.11)$$

Крутящий момент на валу насоса с учетом выражений (3.10) и (3.11) запишем в виде

$$M_{\text{н}} = \frac{Fu(p_2 - p_1)}{2\pi n \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_0}. \quad (3.12)$$

Преобразуем выражение (3.12) с учетом формул, используемых в гидравлике [16–18]:

– перепад давления

$$\Delta p = p_2 - p_1, \quad (3.13)$$

– КПД насоса

$$\eta_n = \eta_m \eta_o \eta_r . \quad (3.14)$$

Тогда

$$M_n = \frac{Fu\Delta p}{2\pi n \eta_n} . \quad (3.15)$$

При подходе к отверстию дросселя поток резко сужается (см. рис. 3.4), так как площадь f многократно меньше площади F_2 сечения входного канала. В дросселирующем отверстии возникает струя с высокой скоростью u_c течения. Соотношение u_c и u_o можно определить из уравнения неразрывности потока [16–20]:

$$F_2 \rho_2 u_2 = \psi f \rho u_c , \quad (3.16)$$

где ψ – коэффициент сжатия струи; u_c – скорость потока жидкости в дросселирующем отверстии, м/с.

Так как при турбулентном течении жидкости влияние вязкости жидкости незначительное, то можно принять, что

$$F_2 u_2 = \psi f u_c . \quad (3.17)$$

Значит, при дросселировании потока жидкости уравнение (3.15) запишем как

$$M_n = \frac{\psi f u_c \Delta p}{2\pi n \eta_n} . \quad (3.18)$$

Выразим скорость потока жидкости из уравнения течения жидкости через турбулентный дроссель [15–20]:

$$\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} = (\zeta_c + \zeta_p) \frac{u_c^2}{2} , \quad (3.19)$$

где ζ_c – коэффициент потерь удельной кинетической энергии при сжатии потока жидкости; ζ_p – коэффициент потерь удельной кинетической энергии при расширении потока жидкости.

Отсюда

$$u_c = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho(\zeta_c + \zeta_p)}}. \quad (3.20)$$

Если учесть, что

$$\frac{1}{(\zeta_c + \zeta_p)} = \varphi \quad (3.21)$$

и
$$\psi\varphi = \mu, \quad (3.22)$$

где φ – коэффициент скорости; μ – коэффициент расхода,

тогда выражение для определения крутящего момента на валу насоса запишем как

$$M_n = \frac{\mu\psi \sqrt{\frac{2\Delta p^3}{\rho}}}{2\pi n\eta_n}. \quad (3.23)$$

Экспериментальными исследованиями установлено [21, 22], что в автомобилестроении коэффициенты расхода квадратных, прямоугольных и треугольных отверстий при $l/d = 2...4$ близки к коэффициенту расхода цилиндрического. Но максимальное значение μ характерно для круглого сечения, меньшее – для треугольного и самое низкое – для отверстий с квадратной или прямоугольной формой.

Потери на трение в таких дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур [21, 22].

Для отверстия круглой формы выражение (3.13) запишем в виде

$$M_n = \frac{\mu d^2 \sqrt{\frac{2\Delta p^3}{\rho}}}{8n\eta_n}, \quad (3.24)$$

где d – диаметр дросселя, м.

Однако чтобы учесть изменение значений температуры T на входе дросселя при дросселировании потока жидкости, для корректировки значения тормозного момента используем зависимость из [16, 23]:

$$\rho = \frac{\rho_1}{1 + \beta_T(T - T_1)}, \quad (3.25)$$

где ρ_1 – плотность жидкости при температуре T_1 , кг/м³; β_T – коэффициент объемного расширения. Для минеральных масел $\beta_T = 800 \cdot 10^{-6}$.

Тогда выражение (3.24) представим в виде

$$M_n = 0,125 \frac{\mu d^2 \sqrt{\frac{2\Delta p^3 (1 + \beta_T(T - T_1))}{\rho_1}}}{\eta_n n}. \quad (3.26)$$

Момент сопротивления привода насоса можно выразить также через его подачу, подставив в выражение (3.26) разность давления на дросселе постоянного сечения:

$$\Delta p = \frac{Q^2 \rho}{2\mu^2 f^2}. \quad (3.27)$$

Для дросселя круглого сечения

$$\Delta p = \frac{8Q^2 \rho}{\mu^2 \pi^2 d^4}. \quad (3.28)$$

Тогда момент привода насоса

$$M_n = \frac{4Q^3 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 n \eta_n}, \quad (3.29)$$

или

$$M_n = \frac{4V_o^3 n^2 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 \eta_n}. \quad (3.30)$$

Рабочий объем насоса V_0 выражается зависимостью [16–18]

$$V_0 = Flzm, \quad (3.31)$$

где F – эффективная площадь поршня, m^2 ; l – ход поршня, м; z – число поршней, шт.; m – число циклов (двойных ходов поршня) за один оборот вала.

Для аксиально-поршневых насосов с наклонной шайбой [21]

$$l \approx d_n \operatorname{tg} \beta; \quad m = 1, \quad (3.32)$$

где d_n – диаметр окружности, на которой расположены поршни в шайбе, м; $\operatorname{tg} \beta$ – тангенс угла наклона опорной шайбы, град.

Запишем выражение (3.30), учитывая формулы (3.31) и (3.32):

$$M_n = \frac{4F^3 d_n^3 \operatorname{tg}^3 \beta m^3 z^3 n^2 \rho}{\mu^2 \pi^3 d^4 \eta_n}. \quad (3.33)$$

Анализируя зависимости (3.26), (3.30) и (3.33), можно сделать вывод, что значение тормозного момента на валу аксиально-плунжерного насоса зависит от угла поворота наклонной шайбы (диска), частоты вращения (вала насоса), диаметра и формы дросселя постоянного сечения, т. е. крутящий момент на валу насоса напрямую связан с давлением в напорной магистрали насоса и расходом жидкости через дроссель постоянного сечения.

3.3. Исследование процесса истечения жидкости через отверстие дросселя и обоснование его параметров

Создание и изменение тормозного момента на валу аксиально-плунжерного насоса (гидромотора) осуществляется дросселем постоянного сечения [22] и изменением подачи насоса.

Назначение дросселей – устанавливать желаемую связь между пропускаемым расходом и перепадом давления до и после дросселя. По характеру рабочего процесса дроссели являются гидравлическими сопротивлениями с регламентированными характеристиками.

Применение дросселей в качестве нагружающих элементов позволяет получить зависимости давления p от момента сопротивления привода M_n на валу насоса желаемого вида [10, 22, 23].

Для создания нагрузки на валу насоса целесообразно применение турбулентных дросселей, так как при турбулентном режиме течения жидкости зависимость сопротивления потоку от вязкости жидкости и, соответственно, от температуры жидкости и окружающей среды значительно меньшая, чем при ламинарном [16–18].

Проанализируем формулу мощности потока рабочей жидкости [16–18, 23]:

$$N_{\text{п}} = a\rho q_n \omega_n \eta_o, \quad (3.34)$$

где a – удельная механическая энергия потока жидкости:

$$a = \frac{\Delta p}{\rho}. \quad (3.35)$$

Преобразовав выражение (3.34) с учетом зависимостей (3.10) и (3.11), получим:

$$N_{\text{п}} = \Delta p V_o n \eta_o. \quad (3.36)$$

Из формулы (3.36) видно, что для получения максимального значения полезной мощности насоса при номинальном давлении и постоянной частоте вращения вала насоса необходимо максимально использовать рабочий объем насоса, чего можно добиться, рассчитав оптимальный диаметр отверстия дросселя.

Приравняв зависимости (3.24) и (3.36), для дросселя с отверстием круглого сечения получим:

$$\frac{\pi \mu d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p^3}{\rho}} = \Delta p V_o n \eta_o. \quad (3.37)$$

Максимальное значение расхода жидкости через дроссель постоянного сечения при номинальном давлении рабочей жидкости, если исходить из выражения (3.37), возможно также при максимальном значении коэффициента расхода жидкости.

Для отверстий круглого сечения характерно максимальное значение μ , кроме этого, коэффициент расхода зависит и от типа отверстия. Максимальное значение коэффициента расхода имеют отверстия трех типов: отверстие круглого сечения в толстой ($l/d = 2 \dots 4$) и тонкой ($l/d = 0,5$) стенке (рис. 3.5) и коническое отверстие [18, 24, 25]. Приведенные в [16, 22, 23] значения коэффициента μ характерны при совершенном сжатии и отсутствии влияния сил вязкости, тяжести и поверхностного натяжения.

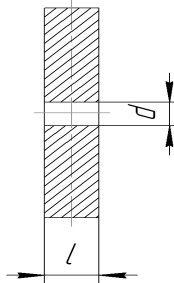


Рис. 3.5. Схема дросселя с отверстием круглого сечения

Значение коэффициента расхода постоянно для каждого типа дросселя и определяется экспериментально [16].

Для выбора типа отверстия дросселя с максимальным значением коэффициента расхода при дросселировании жидкости под высоким давлением необходимо проведение лабораторных исследований [22], так как результаты таковых исследований неизвестны.

Под оптимальной площадью сечения отверстия дросселя следует понимать площадь, при которой расход жидкости через отверстие дросселя постоянного сечения будет максимальным, т. е. $V_o = V_{o \max}$, при этом давление в напорной магистрали не должно превышать номинального значения.

Преобразовав выражение (3.37), вычислим

$$d_{\text{опт}} = 2 \sqrt{\frac{V_{o \max} n_n \eta_o}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_{\text{ном}} - p_1)}}, \quad (3.38)$$

где n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} ; $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление насоса, Па.

Используя зависимость (3.38) и зная технические характеристики насоса, можно определить диаметр отверстия дросселя для загрузки аксиально-плунжерного насоса.

3.4. Тепловой расчет диагностического устройства

Дросселирование потока жидкости вызывает ее нагрев (эффект Джоуля–Томпсона), и практически вся механическая энергия превращается в тепловую. Нагрев происходит при течении жидкости через существенное местное сопротивление – дроссель, и механическая энергия гидротормоза преобразуется в тепловую, поэтому при проектировании объемного гидротормоза обязателен его тепловой расчет. В итоге теплового расчета оценивают температуру нагрева рабочей жидкости при работе гидротормоза, выбирают объем гидробака и определяют при необходимости основные параметры теплообменного аппарата [24, 25].

Оптимальные значения температуры рабочей жидкости для большинства гидроприводов промышленного назначения – 60...70 °С [26]. Допускается их кратковременное повышение до 85 °С. Повышение температуры рабочей жидкости сопровождается снижением ее вязкости и повышением интенсивности окисления. У минеральных масел при повышении значений температуры на 8...10 °С интенсивность окисления приблизительно удваивается. Исключения составляют синтетические жидкости, в которых допускаются значения температуры до 150 °С и выше.

Из-за снижения вязкости жидкости при повышении температуры сверх рекомендованной существенно увеличиваются утечки через зазоры и ухудшается смазка трущихся поверхностей деталей. В результате снижается КПД и сокращается технический ресурс гидропривода.

При тепловом расчете гидротормоза рассмотрим местный (на дросселе постоянного сечения) и осредненный по гидросистеме нагрев рабочей жидкости. Потеря мощности ΔN_m потока жидкости при течении через местное сопротивление выражается формулой [27, 28]

$$\Delta N_m = \Delta p_m Q_m, \quad (3.39)$$

где Δp_m – перепад давления на дросселе, Па; Q_m – объемный расход жидкости через местное сопротивление, м³/с.

Мощность $N_{т.м}$ выделяемого при этом теплового потока можно описать следующей зависимостью [27]:

$$N_{т.м} = c_{ж} \rho_{ж} Q_{м} \Delta T_{м}, \quad (3.40)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·°C); $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $\Delta T_{м}$ – местное приращение температуры жидкости, °C.

В связи с высокой скоростью течения жидкости через дроссель теплообменом со стенками в зоне дросселя можно пренебречь. Следовательно, по закону сохранения энергии:

$$N_{т.м} = \Delta N_{м}. \quad (3.41)$$

Подставив выражение (3.39) в зависимость (3.40), с учетом равенства (3.41), получим формулу для расчета местного нагрева жидкости при течении через дроссель:

$$\Delta T_{м} = \frac{\Delta p_{м}}{c_{ж} \rho_{ж}}. \quad (3.42)$$

При тепловом расчете объемного гидропривода используют упрощенное математическое описание процесса приращения температуры жидкости [26, 27]:

$$\Delta T = \Delta T_{н} e^{-\gamma} + (N_{т.и} / P_{т.п})(1 - e^{-\gamma}), \quad (3.43)$$

где $\Delta T_{н}$ – начальная разница температур жидкости и окружающей среды, °C; $N_{т.и}$ – мощность источников тепловой энергии, Вт; $P_{т.п}$ – удельная мощность теплоотдачи в окружающую среду при перепаде температур на 1 °C, Вт.

$$\Delta T_{н} = T_{н} - T_{о}; \quad (3.44)$$

$$\gamma = \frac{P_{т.п}}{C_{т}}; \quad (3.45)$$

$$P_{т.п} = \sum_{i=1}^{n_{т}} k_{т.п i} F_{ci}; \quad (3.46)$$

$$C_T = m_{\text{ж}}c_{\text{ж}} + m_{\text{с}}c_{\text{с}}, \quad (3.47)$$

где $T_{\text{н}}$ – начальная температура жидкости, °C; T_0 – температура окружающей среды, °C; n_i – выделенное число элементов, различных по теплопередающим свойствам; $k_{\text{т.п}i}$ – коэффициент теплопередачи от жидкости через i -ю стенку в окружающее пространство, Вт/(м²·°C); F_{ci} – площадь поверхности i -й стенки, м²; $m_{\text{ж}}$ и $m_{\text{с}}$ – массы жидкости и стенок, кг; $c_{\text{с}}$ – удельная теплоемкость стенок, Дж/(кг·°C).

Мощность источников тепловой энергии определяется по формуле [27]

$$N_{\text{т.и}} = N_{\text{в.и}} + \Delta N, \quad (3.48)$$

где $N_{\text{в.и}}$ – мощность теплового потока, поглощаемого гидротормозом от внешних источников (например солнечным излучением), Вт; ΔN – потери мощности в гидротормозе, отражающие преобразование части механической энергии в тепловую, Вт.

Потери мощности в гидроприводе определяются разностью между мощностью на приводном валу насоса и мощностью на выходном звене гидродвигателя [27]:

$$\Delta N = N_{\text{н}} - N_{\text{д}}, \quad (3.49)$$

где $N_{\text{д}}$ – мощность на выходном звене гидродвигателя, Вт.

Так как в гидравлическом тормозном устройстве отсутствует гидродвигатель, а вся мощность насоса расходуется на дросселирование потока жидкости через отверстие дросселя постоянного сечения, то можно утверждать, что потери мощности в гидротормозе будут равны мощности насоса:

$$\Delta N = N_{\text{н}}. \quad (3.50)$$

Для гидротормоза величину потерь мощности необходимо определять как сумму потерь в гидролинии и гидроаппаратах:

$$\Delta N = \sum_{i=1}^{n_{\text{г}}} \Delta N_i, \quad (3.51)$$

где n_3 – число выделенных элементов гидротормоза, преобразующих механическую энергию в тепловую; ΔN_i – потеря мощности в i -м элементе, т. е. потеря механической энергии в элементе в единицу времени, Вт.

Потери мощности потока жидкости в дросселе постоянного сечения определяются через перепад давления Δp и объемный расход:

$$\Delta N_i = \Delta p_{\tau} Q_{\tau}; \quad (3.52)$$

$$\Delta N_i = \Delta p_{\text{д}} Q_{\text{д}}, \quad (3.53)$$

где индексами «т» и «д» обозначена принадлежность потока жидкости к трубопроводу и местному сопротивлению (дросселю). Однако, учитывая суммарную длину и форму трубопроводов, потерями мощности в трубопроводе при расчетах можно пренебречь.

Учитывая, что мощность насоса зависит от давления и расхода, преобразуем формулу (3.52), исходя из условия дросселирования потока жидкости:

$$\Delta N_i = 0,79 \frac{d^2}{k} \sqrt{\frac{2\Delta p^3}{\rho}}. \quad (3.54)$$

Так как нагрузка на валу насоса при горячей обкатке изменяется, то нужно выделять и оценивать отдельные периоды работы гидротормоза. Рассчитать среднюю мощность источников тепловой энергии за цикл можно по формуле

$$N_{\text{т.ср}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} \frac{N_{\text{т.и}i} t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (3.55)$$

где $n_{\text{п}}$ – число периодов в цикле; $N_{\text{т.и}i}$ – мощность источников тепловой энергии в i -м периоде, Вт; t_i – продолжительность i -го периода, с; $t_{\text{ц}}$ – полное время цикла работы гидропривода, с.

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{т.п.}}$ от рабочей жидкости через стенку в охлаждающую среду (воздух или воду) зависит от геометрической формы, толщины и теплопроводности стенки и, особенно, от условий конвекции [27, 29].

Значения коэффициента $k_{т.п.}$, Вт/(м²·°C) [32, 33]:

- при отсутствии циркуляции воздуха – 8...12;
- при естественной циркуляции воздуха – 15...30;
- в воздушном теплообменнике – 70...200;
- в водяном теплообменнике – 100...8000.

Площади поверхностей стенок трубопроводов F_{ci} и гидроагрегатов находим по соответствующим геометрическим зависимостям. При определении площади теплопередающих поверхностей гидробака F_c удобно пользоваться уравнением связи этой площади с полезным объемом гидробака V_6 . Взаимосвязь этих величин зависит от формы гидробака. Для цилиндра, куба и параллелепипеда с соотношением сторон 1:2:3 [27]

$$F_{ct} = 5,5V_6^{2/3}; \quad F_{ct} = 6V_6^{2/3}; \quad F_{ct} = 6,7V_6^{2/3}. \quad (3.56)$$

При первоначальном расчете полезного объема гидробака пользуются рекомендацией о его величине [19]:

$$V_6 = (0,5...2,0)Q_n. \quad (3.57)$$

Температура жидкости в различных частях гидротормоза неодинакова даже при установившемся тепловом режиме, поэтому приходится определять эту температуру отдельно перед насосом (в гидробаке) и перед дросселем.

Предельные значения температуры рабочей жидкости на нефтяной основе перед насосом не должны превышать 70 °C. Допускается кратковременный местный нагрев жидкости до 85 °C. Если рассчитанные значения температуры жидкости превышают допустимые, то необходимо прибегнуть к конструктивным мерам: увеличить полезный объем бака, применить теплообменный аппарат. С увеличением полезного объема гидробака возрастает, согласно формуле (3.54), площадь его теплопередающей поверхности, что способствует снижению установившихся значений температуры жидкости. Недостаток такой конструктивной меры – существенное увеличение габаритных размеров насосной установки.

Для охлаждения рабочей жидкости в гидроприводах машин применяют теплообменники двух типов: водяные и воздушные. Для охлаждения жидкости в гидравлическом тормозе необходимо

использовать водяные теплообменники с утилизацией тепловой энергии, так как они меньше по габаритам и исключают потери тепловой энергии.

При выборе теплообменника необходимо определить мощность отводимого в нем теплового потока [30, 31].

Для гидравлического тормоза мощность отводимого теплового потока

$$N_{т.а} = 0,79 \frac{d^2 \eta_n}{\mu} \sqrt{\frac{2\Delta p^3}{\rho}} - P_{т.п} (T_6 - T_0), \quad (3.58)$$

где $P_{т.п}$ – удельная мощность теплоотдачи через стенки трубопроводов и гидроагрегатов без учета теплообменника, Вт; T_6 – допустимые установившиеся значения температуры жидкости в гидробаке, °С; T_0 – температура окружающей среды, °С.

Если неизвестны значения температуры рабочей жидкости и охлаждающей среды (воды) на входе и выходе теплообменника, то для их определения используют уравнения связи мощности теплового потока с приращением значений температуры жидкости и охлаждающей среды [27]:

$$c_{ж} \rho_{ж} Q_{ж} (T_{ж.о} - T_{ж.а}) = N_{т.а}; \quad (3.59)$$

$$c_{в} \rho_{в} Q_{в} (T_{в.а} - T_{в.о}) = N_{т.а}, \quad (3.60)$$

где $Q_{ж}$ – объемный расход рабочей жидкости через теплообменник, м³/с; $Q_{в}$ – объемный расход охлаждающей жидкости через теплообменник, м³/с; $T_{ж.о}$ и $T_{ж.а}$ – температура жидкости на входе и выходе теплообменного аппарата; $c_{в}$ – удельная теплоемкость охлаждающей среды, Дж/(кг·°С); $\rho_{в}$ – плотность охлаждающей среды, кг/м³; $T_{в.а}$ и $T_{в.о}$ – температура охлаждающей среды на выходе и входе теплообменника, °С.

Значения температуры жидкости на выходе из теплообменника принимаются равными 50...60 °С. Значения температуры жидкости на входе в теплообменник находят из выражения (3.58), в котором остальные величины известны. Температура охлаждающей жидкости равна температуре воды, подводимой по водопроводу. При выборе

температуры охлаждающей жидкости на выходе из теплообменного аппарата возникает оптимизационная задача. Чем выше значение $T_{в.а}$, тем меньше расход воды, но больше площадь теплопередачи и, соответственно, габаритные размеры теплообменника.

Если известны все значения температуры, входящие в выражения (3.59) и (3.60), находят средний температурный напор в теплообменнике. При встречном направлении движения в теплообменном аппарате рабочей и охлаждающей жидкостей [27]

$$\Delta T_{ср} = \frac{(T_{ж.о} - T_{в.а} + T_{ж.а} - T_{в.о})}{2}. \quad (3.61)$$

Площадь теплопередающей поверхности теплообменника [27]

$$F_{с.а} = \frac{N_{т.а}}{k_{т.а} \Delta T_{ср}}, \quad (3.62)$$

где $k_{т.п.}$ – коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата, Вт/(м²·°С).

Коэффициент теплопередачи $k_{т.п.}$ принимается по известным экспериментальным данным [27].

По мощности отводимого теплового потока и требуемой площади теплопередающей поверхности подбирают типоразмер теплообменника, выпускаемого промышленностью, или проектируют новый.

Так как давление после дросселя постоянного сечения в сливной магистрали не превышает 2 МПа, то наиболее подходящими рекуперационными теплообменными аппаратами являются кожухотрубчатые и пластинчатые [32, 33].

3.5. Методика определения основных параметров диагностического устройства

На основании проведенных исследований, основные параметры устройства для оценки технического состояния агрегатов ГСТ можно определить по следующей методике.

1. Пользуясь данными технической характеристики гидроагрегата, определяем основные технические характеристики: номинальную

частоту вращения вала, номинальное давление, рабочий объем, производительность. Находим тормозной момент на валу гидроагрегата:

$$M_{\text{н}} = \frac{pV_{\text{o}}}{2\pi\eta_{\text{н}}} . \quad (3.63)$$

2. Рассчитываем передаточное число ременной передачи и определяем ее геометрические размеры, согласовывая их со стандартами:

$$d_1 \geq (65 - 150) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} , \quad (3.64)$$

где d_1 – диаметр меньшего шкива, мм; n_1 – частота вращения шкива, мин^{-1} .

Принимаем d_1 по ГОСТ.

$$d_2 = 0,98d_1U_{\text{рем}} , \quad (3.65)$$

где d_2 – диаметр большего шкива, мм.

Принимаем d_2 по ГОСТ.

Межосевое расстояние предварительное (мм):

$$a \geq (0,6 \dots 1,5)(d_1 + d_2) . \quad (3.66)$$

Длина ремня (мм)

$$l_{\text{р}} = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} . \quad (3.67)$$

Принимаем $l_{\text{р}}$ по ГОСТ.

Межосевое расстояние уточненное (мм)

$$a = 0,125 \left[2l_{\text{р}} - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2l_{\text{р}} - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] . \quad (3.68)$$

Определяем угол обхвата малого шкива

$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq (120 \dots 150)^\circ . \quad (3.69)$$

Определяем скорость ремня (м/с)

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4} \leq (25 \dots 40). \quad (3.70)$$

Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем:

$$[P_n] = [P_0] C_p C_\alpha C_\theta C_\vartheta, \quad (3.71)$$

где $[P_0]$ – мощность, передаваемая одним ремнем, Вт; C_p – коэффициент режима работы; C_α – коэффициент угла обхвата; C_θ – коэффициент наклона передачи; C_ϑ – коэффициент центробежных сил.

Определяем количество клиновых ремней (шт.)

$$Z = \frac{P_{\text{НОМ}}}{[P_n]}. \quad (3.72)$$

Определяем силу предварительного натяжения (Н)

$$F_0 = \frac{850 P_{\text{НОМ}} C_l}{Z \vartheta C_\alpha C_p}. \quad (3.73)$$

Определяем окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней (Н):

$$F_t = \frac{P_{\text{НОМ}} \cdot 10^3}{\vartheta}. \quad (3.74)$$

Определяем силы натяжения ведущей и ведомой ветвей (Н):

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2Z}; \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2Z}. \end{aligned} \quad (3.75)$$

Определяем силу давления на вал (Н)

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (3.76)$$

Производим проверочный расчет.
Расчет прочности

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{0,85P_1}{ZAC_{\alpha} \vartheta C_{pp}} + \frac{0,5P_1}{CA\vartheta} + E \frac{h}{d_1} + \rho \vartheta^2 \cdot 10^{-6} \right) \leq [\sigma]_p. \quad (3.77)$$

Проверяем условную долговечность ремней

$$U_l = \frac{10^3 \vartheta}{l_p} \leq [U_l]. \quad (3.78)$$

Определяем нагрузку на вал и действительное передаточное число ременной передачи

$$F_p = \frac{1,7P_1 \sin \frac{\alpha_1}{2}}{\vartheta C_{\alpha} C_{pp}}. \quad (3.79)$$

3. Для выбранного насоса рассчитываем оптимальный диаметр отверстия дросселя постоянного сечения для обеспечения номинального тормозного момента при номинальном давлении жидкости и максимальной подаче насоса по формуле (3.38).

4. По формулам (3.61) и (3.62) находим мощность теплового потока и при необходимости выбираем серийный либо изготавливаем теплообменный аппарат.

5. По производительности гидронасоса, с учетом формулы (3.56), определяем размеры гидробака.

4. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

4.1. Оценка технического состояния агрегатов гидростатических трансмиссий

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 незначительно, что подтверждают данные расчетов [34].

Гидравлический КПД показывает совокупные потери энергии в потоке жидкости при прохождении потоком 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 °С. 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 показывают практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа гидронасосов и гидромоторов. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра [10, 11]:

$$\eta_o = \frac{Q_r - q_{yt}}{Q_r} = 1 - \frac{q_{yt}}{Q_r}, \quad (4.1)$$

где Q_r – теоретическая производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_r = V_o \cdot n, \quad (4.2)$$

где V_o – рабочий объем насоса (мотора), м^3 ; n – частота вращения вала насоса (мотора), с^{-1} ; q_{yt} – утечки жидкости в насосе (моторе), $\text{м}^3/\text{с}$.

Запишем формулу (4.1) с учетом выражения (4.2):

$$\eta_o = \frac{Q_r - q_{yt}}{Q_r} = 1 - \frac{q_{yt}}{V_o n}. \quad (4.3)$$

При оценке технического состояния насоса (мотора) его нагружают до номинальных параметров ($n = n_n = \text{const}$, $V_o = V_{\text{max}} = \text{const}$). Тогда, согласно выражению (4.3), объемный КПД зависит от размера утечек жидкости.

Для определения значений утечек жидкости многие авторы [11, 34, 35] 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 (4.4):

$$q_{yt} = \frac{h^3 b \nabla p}{12 \mu l}, \quad (4.4)$$

где h – высота зазора, м; b – ширина зазора в направлении, перпендикулярном к направлению движения потока через зазор, м; Δp – перепад давления, Па; μ – коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости; l – длина зазора вдоль направления потока, м.

Однако этот закон и его разновидности не позволяют рассчитать расход утечек из сложного узла [11, 34, 35] (например насоса), так как истечение происходит одновременно из нескольких зазоров с разными параметрами Δp и даже μ . Долю участия каждого из этих зазоров в объединенном 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 [35, 36] допускают использование уравнений (4.4) и (4.5), вводя параметры некоторого эквивалентного зазора, который является обобщающей характеристикой герметичности рассматриваемого узла. Приняв это допущение, можно сделать следующий вывод: 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 [34]:

$$M_p = \frac{1}{t_i} \int_0^{t_i} \frac{dV_p}{dt} dt, \quad (4.5)$$

где t_i – длительность i -й диагностирования, с.

Практическое использование уравнения (4.5) 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 [28]. Аналогичные зависимости для гидронасосов и гидромоторов приведены в [36]. Это подтверждает обоснованность принятого допущения.

Следовательно, для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии возможно применять такой показатель, как падение давления в контуре, используя разработанную авторами схему диагностирования.

4.2. Оценка технического состояния аксиально-плунжерных насосов

1. Для диагностирования агрегатов гидростатической трансмиссии навесить диагностическое устройство (рис. 4.1) на заднее навесное устройство I трактора (рис. 4.2). При этом мощность, передаваемая ВОМ трактора, должна быть выше мощности привода вала диагностируемого насоса (например, для НП-90 мощность привода 63 кВт).

2. Соединить карданной передачей 2 (рис. 4.2) ВОМ трактора с валом привода ременной передачи.

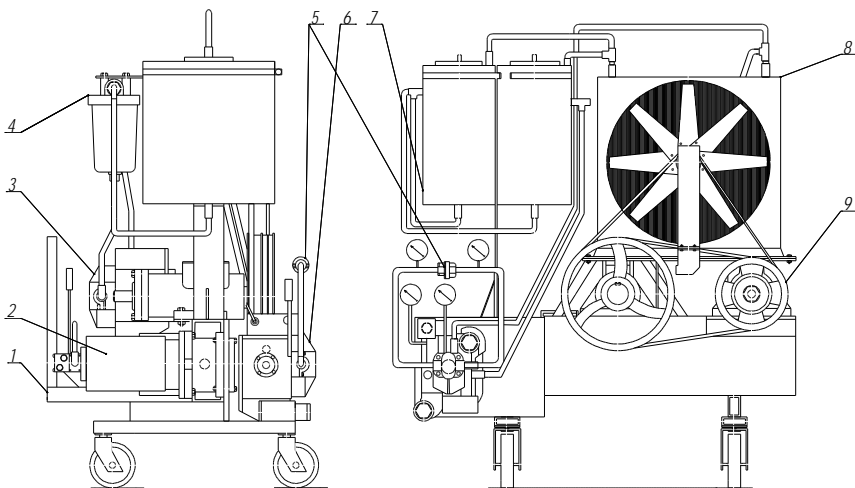


Рис. 4.1. Диагностическое устройство:

1 – рама с рамкой автосцепки; 2 – диагностируемый аксиально-плунжерный гидромотор; 3 – диагностируемый аксиально-плунжерный насос; 4 – фильтр; 5 – нагрузочный дроссель-расходомер; 6 – гидравлический тормоз; 7 – гидробак; 8 – радиатор охлаждения рабочей жидкости; 9 – ременная передача

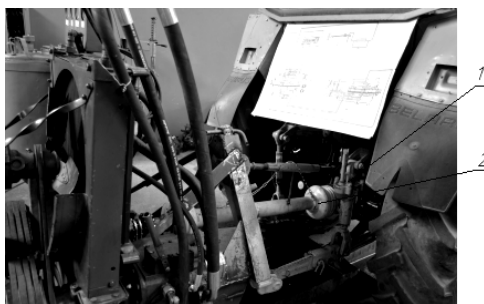


Рис. 4.2. Агрегатирование установки:

1 – заднее навесное устройство трактора; 2 – карданная передача

3. Залить рабочую жидкость в объеме не более 120 л в гидробак 7 (см. рис. 4.1).

4. Подготовить аксиально-плунжерный гидронасос к испытанию, для чего осмотреть корпус насоса на наличие сколов и трещин. Осмотреть в корпусе всасывающие и нагнетательные отверстия, проверить визуально состояние резьбовых и фланцевых соединений, устранить обнаруженные неисправности.

5. Установить диагностируемый насос 1 на промежуточную опору 2 диагностической установки при помощи гаек (рис. 4.3).

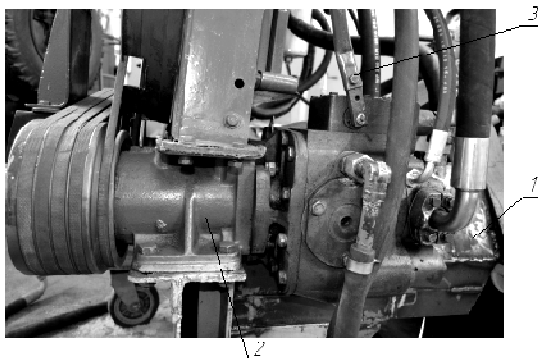


Рис. 4.3. Диагностируемый гидронасос:
1 – диагностируемый насос; 2 – промежуточная опора;
3 – рычаг гидрораспределителя

6. Соединить всасывающий рукав 1 (рис. 4.4) при помощи резьбового переходника 2 с всасывающей полостью насоса подпитки диагностируемого насоса 3 так, чтобы не было подсоса воздуха при проверке. Другой конец всасывающего рукава 1 соединить с фланцем 4 всасывающей линии (трубопровода) гидробака 5 установки.

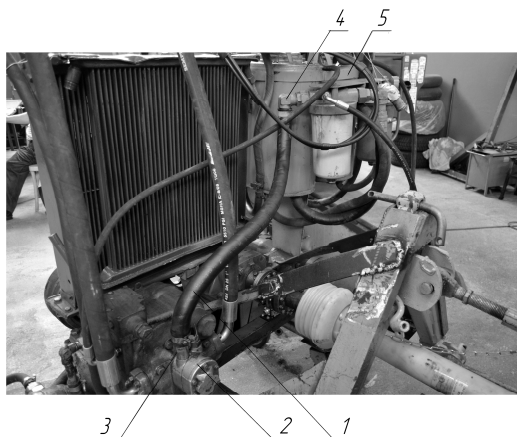


Рис. 4.4. Всасывающая полость насоса:
1 – всасывающий рукав; 2 – резьбовой переходник; 3 – насос подпитки
диагностируемого насоса; 4 – фланец; 5 – гидробак

7. Рукав 1 (рис. 4.5) одним концом соединить с дренажным штуцером 2 корпуса диагностируемого гидронасоса 3, а другой конец рукава 1 (рис. 4.6) соединить со штуцером 2 радиатора охлаждения 3.

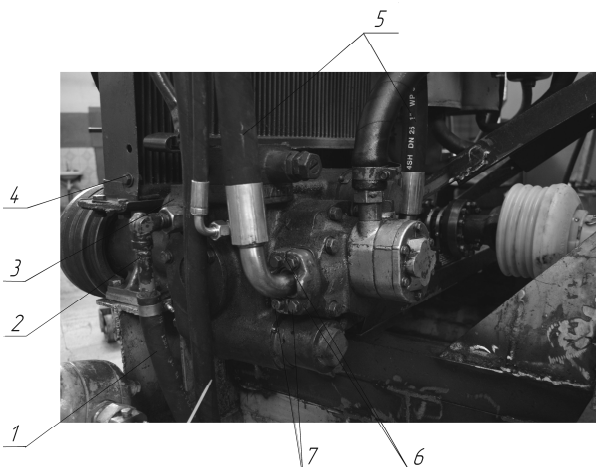


Рис. 4.5. Дренажная, нагнетательная и сливная полости насоса:
1 – рукав; 2 – дренажный штуцер; 3 – диагностируемый насос; 4 – рукав высокого давления; 5 – рукава высокого давления; 6 – полуфланцы; 7 – болты

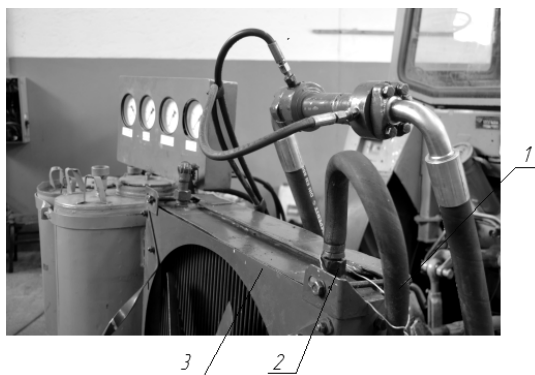


Рис. 4.6. Радиатор охлаждения с дренажной линией:
1 – рукав; 2 – штуцер; 3 – радиатор охлаждения

8. Вывернуть пробку из отверстия на корпусе насоса для измерения давления срабатывания предохранительного клапана насоса подпитки. К этому отверстию присоединить один конец рукава

высокого давления 4 (см. рис. 4.5), а другой конец соединить со штуцером манометра на 2,5 МПа.

9. К нагнетательным и всасывающим отверстиям корпуса гидронасоса 3 (см. рис. 4.5) присоединить рукава высокого давления 5 с помощью полуфланцев 6 и болтов 7, предназначенных для этого.

10. По параметрам диагностируемого насоса определить диаметр отверстия дросселя (рис. 4.7) постоянного сечения (4.6) [10, 12, 23].

$$d_{\text{отт}} = 2 \sqrt{\frac{V_{\text{о.н}} n_{\text{н}} \eta_{\text{о}}}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{ном}} - p_1)}}}, \quad (4.6)$$

где $V_{\text{о.н}}$ – рабочий объем насоса, м³; $n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹; $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД насоса; μ – коэффициент расхода; ρ – плотность жидкости, кг/м³; $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление насоса, Па; p_1 – давление на входе в насос (после дросселя), Па.



Рис. 4.7. Дроссель постоянного сечения

11. Установить дроссель постоянного сечения в корпус 1 (рис. 4.8). К корпусу дросселя 1 присоединить рукава высокого давления 2 с помощью полуфланцев 3 и болтов 4, предназначенных для этого. Со стороны нагнетательной полости с помощью рукавов 5 подключить расположенные на панели 1 манометр 2 (рис. 4.9) и термометр 6 (рис. 4.8), а со сливной – манометр 3 (рис. 4.9).

Схема подключения диагностируемого насоса приведена на рис. 3.1.

12. Запустить двигатель трактора и установить максимальную подачу топлива. Включить ВОМ трактора для привода вала гидронасоса. При этом рычаг 3 гидрораспределителя диагностируемого гидронасоса 1 (см. рис. 4.3) находится в вертикальном положении, когда его подача практически равна нулю.

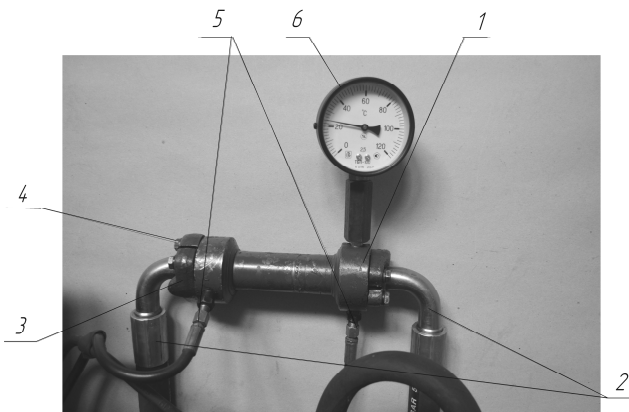


Рис. 4.8. Дроссель:

1 – корпус дросселя; 2 – рукава высокого давления; 3 – полуфланцы;
4 – болты; 5 – рукава высокого давления; 6 – термометр



Рис. 4.9. Щиток приборов:

1 – панель приборов; 2 – манометр 40 МПа;
3 – манометр 6 МПа; 4 – манометр 6 МПа; 5 – вакуумметр

13. Проконтролировать разрежение на входе в насос подпитки (вакуум на всасывании). При пуске установки обратить внимание на показания вакуумметра 5 (см. рис. 4.9) на панели приборов. При холодной рабочей жидкости возможно повышение значений разрежения до $0,049 \text{ МПа}$ ($0,5 \text{ кгс/см}^2$), которые по мере прогрева должны снизиться до $0,025 \text{ МПа}$ ($0,25 \text{ кгс/см}^2$) (табл. 4.1).

Если значение разрежения на гидрوليнии всасывания больше $0,027 \text{ МПа}$ ($0,27 \text{ кгс/см}^2$), то засорен фильтр ГСТ или имеет место сплющивание шлангов от фильтра к насосу подпитки, или засорены шланги. Заменить фильтр, прочистить шланги или заменить их.

Таблица 4.1. Номенклатура контролируемых параметров насоса НП-90

Контролируемый параметр	Единицы измерения	Значение параметра		Примечание
		номинальное	предельное	
1. Давление открытия переливного клапана ГСТ	МПа	1,34	0,9; 1,6	При значении температуры рабочей жидкости 50 °С предельные значения давления: ниже – 0,9 МПа, выше – 1,7 МПа
2. Давление открытия предохранительного клапана системы подпитки гидронасоса НП-90	МПа	1,50	1,1; 1,9	При значении температуры рабочей жидкости 50 °С предельные значения давления: ниже – 1,1 МПа, выше – 1,9 МПа

Если значение разрежения ниже предельного (см. табл. 4.1), это указывает на негерметичность всасывающей полости или на износ насоса подпитки. Устранить негерметичность или заменить насос после его предварительной проверки.

14. Проверить давление открытия предохранительного клапана системы подпитки, для чего вывернуть пробку из отверстия на корпусе насоса для измерения давления срабатывания предохранительного клапана насоса подпитки. К этому отверстию присоединить штуцер и один конец рукава высокого давления 4 (см. рис. 4.5), а другой конец соединить со штуцером манометра на 2,5 МПа на панели приборов приставки. Пустить установку и зафиксировать давление на манометре.

Если давление срабатывания клапана не соответствует номинальному значению (см. табл. 4.1), то необходимо разобрать клапан и очистить его от посторонних частиц. Добавлением или удалением регулировочных шайб довести давление открытия предохранительного клапана до номинального. Остановить установку и отсоединить трубопровод от штуцера-переходника, а штуцер-переходник

вывернуть из резьбового отверстия на корпусе гидронасоса и вернуть в это отверстие ранее снятую пробку.

15. Для определения объемного КПД насоса запустить устройство. Медленно поворачивая рычаг 3 гидрораспределителя насоса 1 (см. рис. 4.3), увеличить давление до номинального значения. Зафиксировать давление и температуру рабочей жидкости по показанию манометров 2 и 3 (см. рис. 4.9) и термометра 6 (см. рис. 4.8). По зависимости (4.7) определить значение объемного КПД насоса [10, 14, 15]. Если объемный КПД находится в интервале от 0,75 до 0,96, насос исправен.

$$\eta_o = \frac{\mu \pi d^2}{4 \cdot V_{o.n} n_n} \sqrt{\frac{2 p_n (1 + \beta_T (T - T_1))}{\rho_1}}, \quad (4.7)$$

где β_T – коэффициент объемного расширения. Для минеральных масел $\beta_T = 800 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$; T – температура жидкости в момент снятия показаний, К; T_1 – температура жидкости, при которой определялась плотность ρ_1 , К. Для минеральных масел $T_1 = 293 \text{ K}$; ρ_1 – плотность жидкости при температуре T_1 , кг/м³;

4.3. Оценка технического состояния аксиально-плунжерных гидромоторов

16. Подготовить аксиально-плунжерный гидромотор к проверке, для чего осмотреть корпус гидромотора на наличие сколов и трещин. Осмотреть визуально резьбовые элементы входных и выходных отверстий, фланцевые соединения. Устранить обнаруженные неисправности.

17. Смонтировать на промежуточной опоре 1 корпус гидромотора 2 (рис. 4.10). Для этого фланец гидромотора 2 болтами подсоединить к промежуточной опоре 1. С другой стороны промежуточной опоры 1 смонтировать нагрузочный гидронасос 6 с дросселем постоянного сечения, подключенный к гидросистеме согласно пп. 4 и 5.

18. Смонтировать на промежуточную опору 2 эталонный гидронасос 1 (объемный КПД 0,96) (рис. 4.11). Подключить к системе согласно пп. 4 и 5.

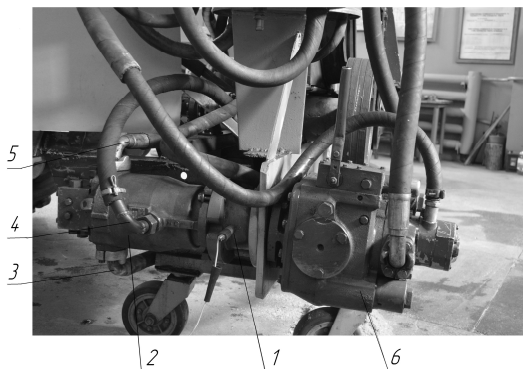


Рис. 4.10. Диагностируемый гидромотор:

1 – промежуточная опора; 2 – корпус гидромотора;
3 и 5 – рукав высокого давления; 4 – рукав; 6 – нагрузочный гидронасос

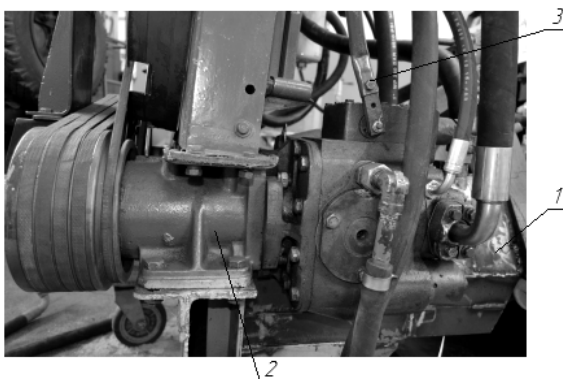


Рис. 4.11. Эталонный гидронасос:

1 – эталонный гидронасос (объемный КПД 0,96);
2 – промежуточная опора; 3 – рычаг гидрораспределителя

19. Нагнетательное отверстие гидронасоса 1 (см. рис. 4.11) соединить рукавом высокого давления 5 (см. рис. 4.10) с входным отверстием на корпусе гидромотора 2. Выходное (сливное) отверстие корпуса гидромотора 2 соединить с помощью рукава высокого давления 3 (см. рис. 4.10) с входным отверстием корпуса гидронасоса 1 (см. рис. 4.11).

20. Соединить дренажное отверстие гидромотора 2 рукавом 4 (см. рис. 4.10) с дренажным отверстием 1 эталонного гидронасоса 2 (рис. 4.12).

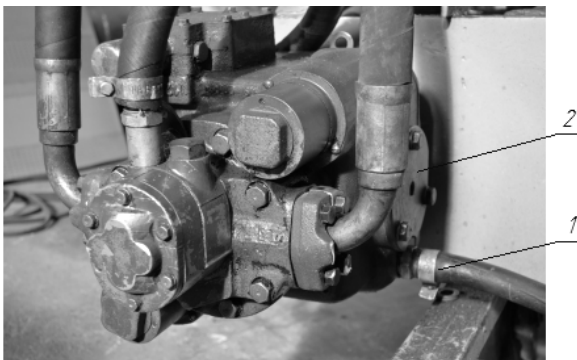


Рис. 4.12. Дренажная линия эталонного гидронасоса:
1 – дренажное отверстие; 2 – эталонный гидронасос

21. Присоединить дроссель постоянного сечения 1 (рис. 4.13), диаметр которого соответствует номинальному тормозному моменту на валу гидромотора, к нагрузочному гидронасосу 2 и к манометрам 2 и 3 (см. рис. 4.9). Схема проверки гидромотора приведена на рис. 3.2.

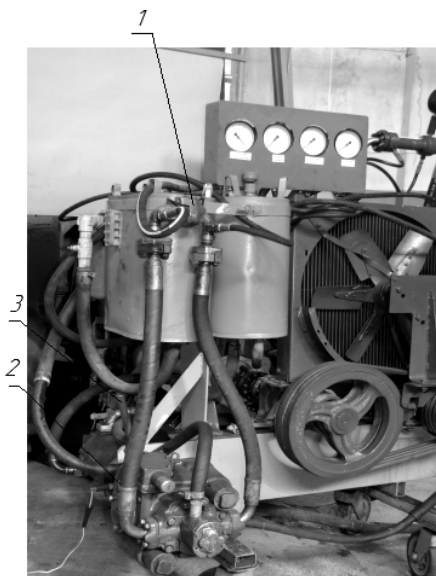


Рис. 4.13. Нагрузочный дроссель:
1 – дроссель постоянного сечения; 2 – нагрузочный гидронасос;
3 – рычаг гидрораспределителя

22. Запустить устройство. Прогреть рабочую жидкость до номинального температурного режима.

23. Медленно наклонять рычаг 3 гидрораспределителя насоса (см. рис. 4.11) до максимальной подачи, достичь номинальной частоты вращения вала гидромотора 2 (см. рис. 4.10). При этом рычаг 3 гидрораспределителя нагрузочного гидронасоса 2 (см. рис. 4.13) должен находиться в вертикальном положении, когда его подача практически равна нулю.

24. Медленно поворачивать рычаг 3 гидрораспределителя насоса 2 (см. рис. 4.13), увеличивать давление до номинального значения. Следить за давлением по показанию манометров 2 и 3 (см. рис. 4.9) и контролировать температуру рабочей жидкости. Снять показания с тахометра, установленного в промежуточной опоре 1 (см. рис. 4.10) о развиваемой валом гидромотора частоте вращения под номинальной нагрузкой.

25. Сделать заключение о техническом состоянии гидромотора [10, 14, 15].

$$\eta_{\text{о.г.}} = \frac{n_{\text{г}}}{n_{\text{н}} \eta_{\text{о.н.}}}, \quad (4.8)$$

где $n_{\text{г}}$ – частота вращения вала гидромотора, с^{-1} .

Вывод. Для оценки технического состояния аксиально-плунжерного насоса применяется такой показатель, как объемный коэффициент полезного действия. При этом контролируются параметры, приведенные в табл. 4.1.

Для оценки технического состояния аксиально-плунжерного мотора применяется также объемный коэффициент полезного действия.

Работоспособность ГСТ в сборе оценивается по показателям, приведенным в прилож. В.

5. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

5.1. Задачи, сущность прогнозирования технического состояния и показателей надежности машин

Теория прогнозирования – составная часть общей теории автоматизированного контроля, которую успешно используют во всех отраслях науки и техники. Под теорией прогнозирования технического состояния машин понимается совокупность правил и приемов для определения характеристик изменения состояния машины с опережением этого процесса по времени.

Основной задачей прогнозирования является установление оптимальных управляющих характеристик состояния машины (например: допустимые размеры деталей, изменение количественных параметров состояния отдельных элементов, периодичности технического обслуживания и диагностирования) с целью получения максимального эффекта по заранее выбранному критерию (экономическому или техническому). Поэтому теорию прогнозирования успешно применяют для управления надежностью машин путем сужения или расширения диапазонов допустимых при техническом обслуживании или ремонте значений параметров технического состояния элементов (размеров деталей, зазоров в сопряжениях, давления масла, расхода топлива, количества прорывающихся в картер газов и т. д.).

В результате прогнозирования технического состояния машин устанавливают (предсказывают) сроки безотказной работы составных частей машины до очередного технического обслуживания или ремонта, что позволяет предотвратить преждевременные отказы.

При прогнозировании обязательны три этапа:

1. Исследование динамики состояния машины в целом, выявление и уточнение характеристик изменения параметров состояния ее элементов.

2. Установление допустимых изменений параметров состояния элементов, разработка или выбор методов и средств измерения, измерения параметров технического состояния, выбор методов прогнозирования, а также способы проверки надежности и достоверности прогноза.

3. Прогнозирование изменения различных параметров состояния элементов, анализ прогнозов по отдельным элементам и составным частям, обобщение их на техническое состояние всей машины.

Следовательно, первый этап прогнозирования направлен в прошлое, второй (диагностика) – в настоящее, этап прогнозирования – в будущее, причем будущее в виде прогноза возвращается к настоящему.

Для получения достоверного прогноза необходимо выбрать метод прогнозирования, который позволяет с определенной погрешностью установить состояние элемента в будущем, в частности, установить момент отказа элемента (машины).

При выборе методов прогнозирования следует учитывать:

- а) задачи прогнозирования;
- б) количество имеющейся информации;
- в) характер реального процесса изменения параметра состояния элемента.

Для решения задач в области диагностики машин необходимо использовать простые и достаточно точные методы прогнозирования. Методы должны быть универсальными, пригодными для оценки состояния любых деталей и узлов машины. Крайне важно при прогнозе свести к минимуму вычислительные операции. В связи с этим предварительно составляются таблицы и разрабатываются номограммы, с помощью которых решают две задачи.

Первая задача: по исходным данным устанавливают допустимое изменение параметра. Вторая задача: определяют остаточный ресурс элемента.

5.2. Прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра и по реализации изменения параметра

Прогнозирование по среднему статистическому изменению параметра – это предсказание изменения какого-либо параметра машины на основании большого количества опытных данных, обработанных статистически.

По результатам диагностирования сравнивают измеренное значение параметра с его допустимым значением. Если его значение не превышает допустимого, то сопряжение (узел) не требует никакого воздействия. Если же он больше допустимого, то узел подлежит профилактике или ремонту. Из-за простоты этот метод используется чаще всего.

Прогнозирование изменения по реализации параметра, т. е. по индивидуальному изменению параметра, – это предсказание

изменения какого-то параметра машины на будущее, если известны его состояние на момент замера и характер изменения. Этот метод применяют для прогнозирования надежной работы машины в течение заданной наработки и остаточного ресурса до капитального ремонта (КР). Метод более точный, но спрогнозировать работу всех элементов машины практически невозможно. Применяется для наиболее ответственных и сложных узлов.

Если известен характер изменения параметра в будущем (рис. 5.1), то остаточный ресурс (τ)

$$t_{\text{ост}} = t_{\text{исп}} \left[\left(\frac{\Pi_{\text{п}}}{\Pi_3} \right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1 \right], \quad (5.1)$$

где $t_{\text{исп}}$ – использованный ресурс; α – показатель степени, характеризующий закономерность изменения параметра.

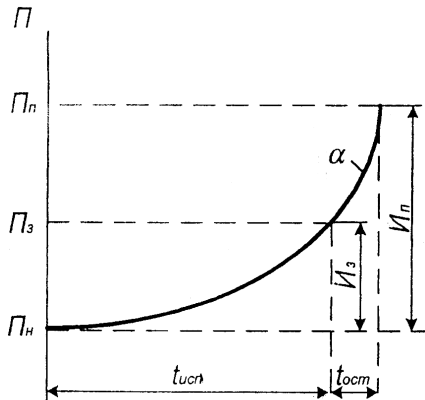


Рис. 5.1. График изменения параметра состояния машины в зависимости от наработки:

$\Pi_{\text{н}}$, Π_3 , $\Pi_{\text{п}}$ – номинальное (начальное), замеренное и предельное значения параметра;

$I_{\text{п}} = \Pi_{\text{п}} - \Pi_{\text{н}}$ – предельно допустимое изменение параметра;

$I_3 = \Pi_3 - \Pi_{\text{н}}$ – изменение параметра на момент замера

Если наработка машины с начала эксплуатации $t_{\text{исп}}$ неизвестна, то необходимо сделать два замера параметра через определенную наработку:

$$t'_{\text{ост}} = t'_{\text{исп}} \left(\sqrt[\alpha]{\frac{\Pi_{\text{II}} - \Pi_{\text{H}}}{\Pi_3'' - \Pi_3'}} \right), \quad (5.2)$$

где $t'_{\text{ост}}$ – остаточный ресурс после 2-го замера; $t'_{\text{исп}}$ – ресурс, использованный между двумя замерами; Π_3' , Π_3'' – значения параметра при 1-м и 2-м замерах.

На основании этих зависимостей составлены номограммы, которыми пользуются мастера-диагносты.

5.3. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов машин при известной наработке от начала эксплуатации

При прогнозировании ресурса при известной наработке от начала эксплуатации принимают, что изменение параметра элемента (износ детали) происходит по зависимости (рис. 5.2).

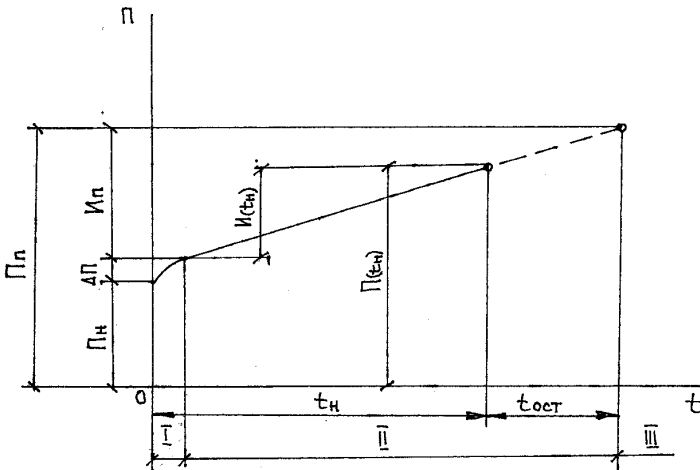


Рис. 5.2. Схема прогнозирования остаточного ресурса при известной наработке от начала эксплуатации:

I – этап приработки; *II* – этап нормальной работы с установившейся скоростью изменения параметра состояния; *III* – этап, при котором наступает предельное состояние диагностируемой составной части

Остаточный ресурс определяется по формуле

$$t_{\text{ост}} = t_{\text{н}} \left[\left(\frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{тн}}} \right)^{1/\alpha} - 1 \right]. \quad (5.3)$$

При $\alpha > 1$ и $\alpha < 1$ зависимость значений параметров технического состояния составных частей машины от продолжительности работы (наработки) имеет криволинейный характер, причем при $\alpha > 1$ кривая обращена выпуклостью вниз, при $\alpha < 1$ – вверх. При $\alpha = 1$ указанная зависимость линейна.

Следовательно, для определения остаточного ресурса сопряжения необходимо измерить значение соответствующего параметра $\Pi(t_{\text{н}})$ и знать наработку ($t_{\text{н}}$) к моменту измерения.

Значения остальных параметров ($\Pi_{\text{н}}$ – номинальное значение параметра состояния; $\Pi_{\text{п}}$ – предельное значение параметра состояния; $\Delta\Pi$ – показатель изменения параметра за период приработки; α – показатель степени функции изменения параметра состояния) должны быть заданы, либо взяты из технологической карты диагностирования. При отсутствии данных по номинальным значениям отдельных параметров их допускается принять по чертежам технической документации либо руководству по эксплуатации соответствующих машин.

С целью облегчения и ускорения расчетов разработаны таблицы значений $\left(\frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{т/п}}} \right)^{1/\alpha}$ (табл. 5.1).

Таблица 5.1. Значения $\left[\frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{т/п}}} \right]$ при определении остаточного ресурса

$\frac{I_{\text{н}}}{I_{\text{т}}}$	Значения при показателе степени α									
	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,7	2,0	2,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
10	17,78	10,0	8,3	6,81	5,88	5,19	4,65	3,87	3,16	2,51
9	15,59	9,0	7,39	6,23	5,42	4,8	4,33	3,64	3,0	2,41
8	13,45	8,0	6,63	5,66	4,96	4,42	4,01	3,40	2,83	2,3
7	11,39	7,0	5,88	5,06	4,46	4,01	3,66	3,14	2,65	2,2
6	9,39	6,0	5,11	4,45	3,97	3,60	3,33	2,87	2,45	2,2

Окончание таблицы 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5	7,48	5,0	4,33	3,83	3,45	3,16	2,92	2,58	2,24	1,9
4	5,66	4,0	3,53	3,17	2,9	2,69	2,52	2,26	2,0	1,74
3	3,95	3,0	2,72	2,49	2,33	2,19	2,08	1,91	1,73	1,55
2,8	3,62	2,8	2,55	2,36	2,21	2,09	1,99	1,84	1,67	1,51
2,5	3,14	2,5	2,3	2,17	2,02	1,92	1,84	1,71	1,58	1,44
2,2	2,68	2,2	2,05	1,93	1,83	1,74	1,69	1,59	1,48	1,37
2,0	2,38	2,00	1,88	1,78	1,70	1,64	1,59	1,50	1,41	1,32
1,9	2,23	1,90	1,79	1,71	1,64	1,58	1,54	1,46	1,38	1,29
1,8	2,08	1,80	1,71	1,63	1,57	1,52	1,48	1,41	1,34	1,27
1,7	1,94	1,70	1,62	1,56	1,50	1,46	1,42	1,37	1,30	1,24
1,6	1,80	1,60	1,53	1,48	1,44	1,40	1,37	1,32	1,27	1,21
1,5	1,66	1,50	1,45	1,40	1,37	1,34	1,31	1,27	1,22	1,18
1,4	1,52	1,40	1,36	1,33	1,30	1,27	1,25	1,21	1,18	1,14
1,3	1,39	1,30	1,27	1,24	1,22	1,20	1,14	1,17	1,14	1,11
1,25	1,32	1,25	1,23	1,20	1,19	1,17	1,16	1,14	1,12	1,10
1,2	1,25	1,20	1,18	1,16	1,15	1,14	1,13	1,11	1,10	1,08
1,15	1,19	1,15	1,13	1,13	1,11	1,11	1,11	1,09	1,09	1,06
1,1	1,13	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07	1,06	1,05	1,04

Значение показателя степени α определяют по результатам многократных измерений значений состояния одноименных элементов. Для некоторых параметров технического состояния отдельных составных частей тракторов и сельхозмашин значения приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Значения показателя α для различных параметров составных частей тракторов и сельхозмашин

Параметр технического состояния	α
Угар картерного масла	2,0
Мощность двигателя	0,8
Расход газов, прорывающихся в картер:	
• до замены колец	1,3
• после замены колец	1,5
Зазоры в кривошипно-шатунном механизме	1,4
Зазор между клапаном и коромыслом механизма газораспределения	1,1
Износ опорных поверхностей тарелки клапана газораспределения и посадочного гнезда (утопание клапанов)	1,6

Окончание таблицы 5.2

Параметр технического состояния	α
Износ кулачков распределительного вала по высоте	1,1
Износ гусеничных и втулочно-роликовых цепей (увеличение шага)	1,0
Износ плунжерных пар	1,1
Радиальный зазор в подшипниках качения	1,5
Износ посадочных гнезд корпусных деталей	1,0
Износ зубьев шестерен по толщине	1,5
Износ шлицевых валов	1,1
Износ валов, пальцев и осей	1,4
Износ накладок тормозов и дисков муфт сцепления	1,0

5.4. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов машин при неизвестной наработке от начала эксплуатации

При прогнозировании ресурса при неизвестной наработке от начала эксплуатации принимают, что изменение параметра элемента происходит по зависимости (рис. 5.3).

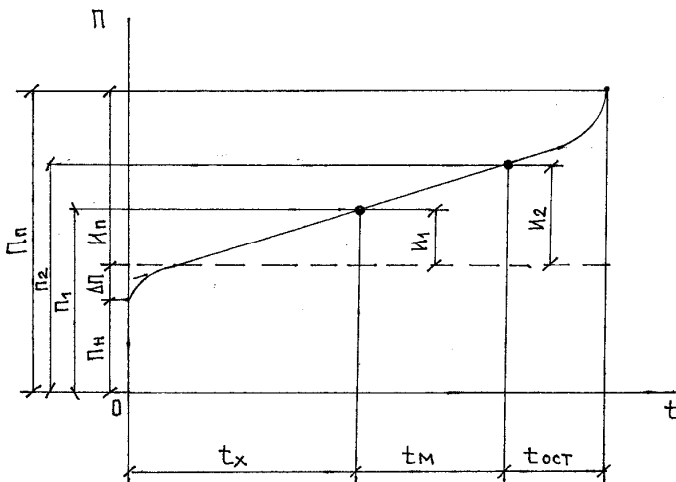


Рис. 5.3. Схема прогнозирования остаточного ресурса при неизвестной наработке от начала эксплуатации

Для данного случая остаточный ресурс определяют по значениям параметров состояния, устанавливаемым при двукратном диагностировании и наработке t_M между первым и вторым измерениями.

Например, на двигателе при текущем ремонте установлены детали цилиндрико-поршневой группы с допусковым износом, т. е. пригодные к дальнейшей эксплуатации, наработка их с начала эксплуатации неизвестна. При очередном диагностировании провели первую проверку технического состояния ЦПГ, а после отработки двигателем еще одного максимального срока t_M повторно измерили тот же параметр.

Для данного случая согласно схеме (рис. 5.3):

Π_1 – значение параметра, измеренное при первой проверке технического состояния ЦПГ;

Π_2 – то же при повторной проверке технического состояния ЦПГ;

$I_1 = \Pi_1 - \Pi_n$ – изменение параметра от начала эксплуатации до первой проверки;

$I_2 = \Pi_2 - \Pi_n$ – то же от начала эксплуатации до второй проверки;

t_M – межконтрольная наработка (наработка ЦПГ между первой и второй проверками);

t_x – наработка от начала эксплуатации до первой проверки (величина неизвестная).

Остаточный ресурс определяется по формуле

$$t_{\text{ост}} = t_M \left[\frac{1}{\left(\frac{I_2}{I_1} \right)^{1/\alpha} - 1} + 1 \right] \left[\left(\frac{I_{\Pi}}{I_2} \right)^{1/\alpha} - 1 \right], \quad (5.4)$$

при $\alpha = 1$

$$t_{\text{ост}} = t_M \frac{\Pi_{\Pi} - \Pi_2}{\Pi_2 - \Pi_1}. \quad (5.5)$$

Следовательно, при неизвестной наработке от начала эксплуатации для определения остаточного ресурса необходимо измерить значение контролируемого параметра не менее двух раз и знать наработку между этими измерениями. Остальные значения параметра принимают, как и в предыдущем случае.

5.5. Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов с учетом случайного характера изменения параметра

Ввиду большого разнообразия условий эксплуатации машин в сельском хозяйстве, режимов работы и технического состояния деталей динамика контролируемых параметров носит случайный характер. Кроме того, вследствие резкого изменения условий эксплуатации и нагрузочных режимов работы машин, а также в связи с заменой или переукомплектацией деталей при устранении отказов и ремонте составных частей значения параметров часто меняются не плавно, а скачкообразно. Отсюда следует, что скорость изменения параметров состояния одноименных сборочных единиц однотипных машин при одной и той же наработке неодинакова.

Случайный характер изменения параметров технического состояния составных частей машин, несмотря на периодический контроль, техническое обслуживание, замену и восстановление деталей, неизбежно приводит к рассеиванию межремонтных сроков службы составных частей. Это обуславливает, с одной стороны, неполное использование их ресурсов, а с другой – возникновение отказов в процессе эксплуатации.

Влияние случайных факторов, вызывающих значительные отклонения скорости изменения контролируемого параметра от полученной закономерности, приводит к большим отклонениям результатов измерений от соответствующих точек, лежащих на теоретической кривой.

Следовательно, если проверить прогнозирование на основе плавной кривой реализации, как это рассматривалось выше, то результаты будут иметь приближенные значения. Чтобы получить точные результаты, необходимо учесть случайные отклонения измеряемых параметров от теоретической плавной кривой, характеризующие погрешностью измерения. Остаточный ресурс в таких случаях определяют с заданной доверительной вероятностью, которая характеризует долю одноименных составных частей из некоторой совокупности, которые проработают определенный заданный ресурс. Например, при доверительной вероятности 0,90 отказы будут лишь в 10 случаях из 100.

При нормальном законе распределения погрешности прогнозирования остаточный ресурс при любой доверительной вероятности определяется по формуле

$$t_{\text{ост}} = t_{\text{н}} \left(\sqrt[{\alpha}]{\frac{\frac{I_{\text{п}} + B n_z}{I_{(t_{\text{н}})}}}{B n_z + 1}} - 1 \right), \quad (5.6)$$

где B – характеристика распределения остаточного ресурса, зависящая от доверительной вероятности; v_z – коэффициент вариации.

Значение B при различных значениях доверительной вероятности $F_0(B)$ приведено в табл. 5.3. При выборе доверительной вероятности $F_0(B)$ в каждом конкретном случае исходят из издержек, вызванных отказом составной части, из условия обеспечения безопасности работ и пр.

Чем больше издержки, наблюдаемые при отказе, тем больше должна быть доверительная вероятность. Для особо ответственных частей, устранение отказа которых требует больших издержек, а также для сопряжений, влияющих на технику безопасности при работе машины, доверительная вероятность должна быть не менее 0,95, для менее ответственных деталей – 0,60...0,95, малоответственных – 0,30...0,60.

Таблица 5.3. Значение нормированной величины B от доверительной вероятности $F_0(B)$

$F_0(B)$	B	$F_0(B)$	B	$F_0(B)$	B
0,60	0,253	0,90	1,282	0,96	1,751
0,65	0,385	0,91	1,341	0,97	1,881
0,70	0,524	0,92	1,405	0,98	2,054
0,75	0,674	0,93	1,476	0,99	2,326
0,80	0,842	0,94	1,555	0,995	2,576
0,85	1,036	0,95	1,645	0,999	3,090

При прогнозировании остаточного ресурса с учетом случайного характера изменения параметра можно также пользоваться данными [37]. Для этого при известной наработке от начала эксплуатации вместо величины $I_{\text{п}}$ используют $\frac{I_{\text{п}}}{I_{(t_{\text{н}})}} + B n_z$, а вместо $I_{(t_{\text{н}})}$ используют $B v_z + 1$.

6. ОХРАНА ТРУДА ПРИ РАБОТЕ С ДИАГНОСТИЧЕСКИМ УСТРОЙСТВОМ. ИНСТРУКЦИЯ

Глава 1. Общие требования по охране труда

1. К работам с диагностическим устройством допускаются лица, прошедшие в установленном законодательством порядке обучение по соответствующей профессии, медицинский осмотр, инструктаж, стажировку и проверку знаний по вопросам охраны труда.

2. Рабочий, помимо требований настоящей Инструкции, обязан соблюдать требования по охране труда, предусмотренные инструкциями по охране труда для отдельных видов работ при их выполнении.

3. В процессе работы на рабочего возможно воздействие следующих вредных и (или) опасных производственных факторов:

повышенная или пониженная температура воздуха рабочей зоны;

повышенная влажность воздуха рабочей зоны;

повышенная подвижность воздуха;

движущиеся транспортные средства и механизмы, разрушающиеся конструкции зданий и сооружений;

недостаточная освещенность рабочей зоны;

острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях оборудования, инструмента, приспособлений, инвентаря, тары;

вредные вещества, входящие в состав лакокрасочных материалов и других рабочих составов;

физические перегрузки;

возможность падения рабочего с высоты и падения предметов с высоты на рабочего;

возможность пожара при работе с легковоспламеняющимися и горючими веществами и материалами;

повышенный уровень шума на рабочем месте.

4. Рабочий с учетом воздействующих на него вредных и (или) опасных производственных факторов обеспечивается в соответствии с законодательством средствами индивидуальной защиты.

5. Рабочий обязан:

соблюдать требования по охране труда, а также правила поведения на территории организации, в производственных, вспомогательных и бытовых помещениях;

использовать и правильно применять средства индивидуальной защиты и средства коллективной защиты;

выполнять нормы и обязательства по охране труда, предусмотренные коллективным договором, соглашением, трудовым договором, правилами внутреннего трудового распорядка, функциональными обязанностями;

заботиться о личной безопасности и личном здоровье, а также о безопасности окружающих в процессе выполнения работ либо во время нахождения на территории организации;

немедленно сообщать работодателю о любой ситуации, угрожающей жизни или здоровью работающих и окружающих;

немедленно извещать своего непосредственного руководителя или иное уполномоченное должностное лицо работодателя о неисправности оборудования, инструмента, приспособлений, средств защиты, об ухудшении состояния своего здоровья, об отсутствии средств индивидуальной защиты;

оказывать содействие и сотрудничать с работодателем в деле обеспечения здоровых и безопасных условий труда;

исполнять другие обязанности, предусмотренные законодательством об охране труда.

Рабочему, помимо вышеперечисленных обязанностей, необходимо:

соблюдать требования эксплуатационных документов организаций-изготовителей используемого оборудования, инструмента, требования пожарной безопасности, правила личной гигиены;

знать свойства применяемых материалов и соблюдать меры безопасности при работе с ними;

поддерживать свое рабочее место, оборудование и приспособления в исправном состоянии, порядке и чистоте;

курить только в специально предназначенных для курения местах;

знать местонахождение аптечки первой помощи универсальной.

6. Рабочий имеет право отказаться от выполнения порученной работы в случае возникновения непосредственной опасности для жизни и здоровья его или окружающих до устранения этой опасности, а также при непредоставлении ему средств индивидуальной защиты, непосредственно обеспечивающих безопасность труда.

7. При отказе от выполнения порученной работы по основаниям, указанным в пункте 6 настоящей Инструкции, рабочий обязан незамедлительно письменно сообщить уполномоченному должностному

лицу работодателя либо работодателю о мотивах такого отказа, подчиняться правилам внутреннего трудового распорядка, за исключением выполнения вышеуказанной работы.

8. Не допускается появление на работе рабочего в состоянии алкогольного, наркотического или токсического опьянения, а также распитие спиртных напитков, употребление наркотических средств, психотропных веществ, их аналогов, токсических средств в рабочее время или по месту работы.

Глава 2. Требования по охране труда перед началом работы

9. До начала работы рабочему необходимо пройти в установленном порядке предсменный медицинский осмотр либо освидетельствование на предмет нахождения в состоянии алкогольного, наркотического или токсического опьянения.

10. Перед началом работы рабочий должен:

10.1. получить задание на выполнение диагностических операций от непосредственного руководителя;

10.2. проверить исправность средств индивидуальной защиты на отсутствие внешних повреждений. Надеть исправные средства индивидуальной защиты, соответствующие выполняемой работе (специальную одежду застегнуть на все пуговицы, застежки);

10.3. осмотреть место работы, убрать посторонние предметы;

10.4. убедиться в достаточном освещении рабочего места;

10.5. проверить наличие ограждений и других средств коллективной защиты;

10.6. подготовить, осмотреть и убедиться в исправности оборудования, инструмента, приспособлений, контрольно-измерительных приборов, инвентаря, тары, необходимых для выполнения работы;

10.7. подготовить материалы, необходимые для выполнения работы. Запас материалов, содержащих вредные, пожароопасные и взрывоопасные вещества, не должен превышать сменной потребности;

10.8. убедиться в наличии и исправности первичных средств пожаротушения в местах производства пожароопасных работ;

10.9. расположить инструмент, приспособления, инвентарь и материалы таким образом, чтобы обеспечить безопасность работы;

10.10. осуществить агрегатирование диагностического устройства с трактором. Подъезжать к диагностическому устройству следует

задним ходом на низшей передаче, плавно и без рывков. При этом механизатор обязан наблюдать за командами прицеппщика. В момент движения трактора к диагностическому устройству прицеппщик не должен находиться на пути его движения.

11. Диагностическое устройство должно быть закреплено на заднем навесном устройстве трактора, опущено на пол и должно отвечать следующим требованиям:

корпус диагностического устройства и испытываемых гидроагрегатов не должен иметь трещин и других повреждений;

манометры рабочего давления диагностического устройства должны быть исправными;

вращающиеся детали (шкивы ременной передачи, карданный вал) и нагревающиеся детали должны иметь защитное ограждение;

рабочая зона, направленная в сторону проходов или сторону другого оборудования, должна быть надежно ограждена защитным экраном;

гидравлические шланги не должны иметь повреждений, их необходимо надежно закреплять;

места соединений гидравлических шлангов и трубопроводов не должны пропускать рабочую жидкость.

12. Обнаруженные нарушения требований по охране труда должны быть устранены до начала работ, при невозможности сделать это работник обязан сообщить о недостатках в обеспечении охраны труда руководителю работ и до их устранения к работе не приступать.

Глава 3. Требования по охране труда при выполнении работы

13. Применяемые рабочим оборудование, инструмент, приспособления, контрольно-измерительные приборы, инвентарь, средства подмащивания, тара должны быть исправны, соответствовать условиям труда, использоваться по назначению, с учетом требований эксплуатационных документов организации-изготовителя.

14. При выполнении работы рабочий должен:

14.1. выполнять только порученную работу, быть внимательным, не отвлекаться самому и не отвлекать других работающих;

14.2. применять средства индивидуальной защиты:

глаз – при работе с инструментом ударного действия;

рук – при использовании растворов и жидкостей, имеющих химические добавки;

14.3. переносить горючие и легковоспламеняющиеся материалы в закрытой небьющейся таре;

14.4. использовать вблизи легковоспламеняющихся или взрывоопасных веществ (их паров, пыли) инструмент, не образующий искр;

14.5. использовать для обработки чистый сухой материал;

14.6. своевременно очищать инструмент, удалять с пола рассыпанные предметы, материалы, разлитые вещества. Механизированный инструмент очищать после полной остановки его движущихся частей;

14.7. устанавливать диагностируемые гидроагрегаты на шпильки промежуточных опор таким образом, чтобы исключить какое-либо их смещение во время работы;

14.8. производить промывку деталей в специальной таре, в отведенном для этих целей месте, сливая загрязненные остатки в предназначенную для этого емкость с плотно закрывающейся крышкой;

14.9. проверять при сборке узлов и механизмов совпадение отверстий в соединяемых деталях при помощи специальных монтажных оправок;

14.10. производить подтягивание гаек контрольно-измерительных и иных приборов гаечными ключами соответствующих размеров.

15. Не допускается эксплуатация системы при возникновении хотя бы одной из неисправностей:

при увеличении температуры рабочей жидкости выше допустимой;

при отказе измерительных приборов;

при возрастании давления свыше допустимого;

при прекращении подачи рабочей жидкости;

при появлении наружных утечек рабочей жидкости, превышающих норму, установленную в технической характеристике;

при появлении повышенного шума, стука и вибрации.

16. Последующее включение систем разрешается только после устранения неисправности.

17. Необходимо устранять повреждения оборудования и ремонтировать его только при заглушенном двигателе трактора.

18. При выполнении работ на диагностическом устройстве рабочему не допускается:

держат руки вблизи рабочей зоны и работать в рукавицах, поскольку возможен захват и травмирование рук работника;

использовать не подходящие по требованиям безопасности самодельные приспособления или приспособления из металла, склонного к образованию сколов и трещин;

рассоединять гидравлические шланги во время работы диагностического устройства;

подтягивать болты, гайки и другие соединения на системе, находящейся под давлением, а также во время ее работы.

19. Диагностическое устройство должно быть остановлено:

при уходе от установки даже на короткое время;

при временном прекращении работы;

при уборке, смазке, чистке установки;

при обнаружении неисправности в оборудовании, инструменте, приспособлении, защитных ограждениях, блокирующих устройствах, упорах;

при установке и съеме гидроагрегата.

20. При любой технической неисправности необходимо немедленно остановить диагностическую установку и поставить в известность непосредственного руководителя.

Глава 4. Требования по охране труда по окончании работы

21. По окончании работы рабочему необходимо:

отключить инструмент, оборудование и вентиляцию от сети питания;

очистить оборудование, инструмент, приспособления, инвентарь от пыли и грязи;

убрать с проходов и проездов демонтированные детали и иные предметы;

убрать в специально отведенные для этого места оборудование, инструмент, приспособления, инвентарь, неиспользованные материалы, отходы;

собрать использованную ветошь в металлический ящик с плотно закрывающейся крышкой;

привести в порядок рабочее место;

очистить специальную одежду, другие средства индивидуальной защиты и убрать их в специально отведенные для хранения места.

22. По завершении всех работ следует вымыть руки и лицо теплой водой с мылом или аналогичными по действию смывающими средствами.

23. О выполненной работе, обо всех принятых мерах по предотвращению аварийных ситуаций, неполадках инструмента, оборудования

и принятых мерах по их устранению, возникших во время работы, рабочий должен сообщить непосредственному руководителю или иному уполномоченному должностному лицу работодателя.

Глава 5. Требования по охране труда в аварийных ситуациях

24. В случае возникновения аварийной ситуации следует:
немедленно отключить источник, вызвавший аварийную ситуацию;
прекратить все работы, не связанные с ликвидацией аварии;
принять меры по предотвращению развития аварийной ситуации и воздействия травмирующих факторов на других лиц, вызову аварийно-спасательных служб, подразделения по чрезвычайным ситуациям (при необходимости);

обеспечить вывод людей из опасной зоны, если есть опасность для их здоровья и жизни;

сообщить о случившемся непосредственному руководителю или иному уполномоченному должностному лицу работодателя.

Возобновление работы допускается только после устранения причин, приведших к аварийной ситуации.

25. Рабочий должен прекратить работы при нарушениях в работе оборудования, инструмента, поломке инвентаря и приспособлений.

26. При несчастном случае на производстве рабочему необходимо:
быстро принять меры по предотвращению воздействия травмирующих факторов на потерпевшего;

немедленно сообщить о несчастном случае работодателю;

оказывать содействие работодателю в принятии мер по оказанию необходимой помощи потерпевшему и доставке его в организацию здравоохранения;

обеспечить до начала расследования сохранность обстановки, если это не представляет опасности для жизни и здоровья работающих.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
2. Анилович, В. Я. Надежность машин в задачах и примерах / В. Я. Анилович [и др.]. – Харьков : Око, 2001. – 320 с.
3. Алексеева, Т. В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева [и др.]. – М. : Машиностроение. 1989. – 264 с.
4. Богдан, Н. В. Техническая диагностика гидросистем / Н. В. Богдан [и др.]. – Минск : Белавтотракторостроение, 2000. – 120 с.
5. Объемные гидромеханические передачи: расчет и конструирование / О. М. Бабаев [и др.] ; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 304 с.
6. Диагностика и техническое обслуживание машин : учебник / А. В. Новиков [и др.] ; под ред. А. В. Новикова. – Минск : ИВЦ Минфина, 2013. – 340 с.
7. Александровская, Л. Н. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем / Л. Н. Александровская [и др.]. – М. : Логос, 2001. – 206 с.
8. Диагностирование тракторов : учебное пособие / В. И. Присс [и др.] ; под ред. В. И. Присса. – Минск : Ураджай, 1993. – 240 с.
9. Харазов, А. М. Технологическая диагностика гидроприводов машин / А. М. Харазов. – М. : Машиностроение, 1979. – 112 с.
10. Тимошенко, В. Я. Диагностирование гидростатических трансмиссий / В. Я. Тимошенко [и др.] // Агропанорама. – 2009. – № 1. – С. 44–48.
11. Столяров, А. В. Повышение долговечности аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. В. Столяров; МГУ им. Н. П. Огарева. – Саранск, 2009. – 18 с.
12. Петрович, А. А. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А. А. Петрович; Санкт-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб., 2001. – 165 с.

13. Жданко, Д. А. Оценка технического состояния агрегатов объемного гидравлического привода в эксплуатационных условиях / Д. А. Жданко [и др.] // Агропанорама. – 2018. – № 1. – С. 37–40.

14. Жданко, Д. А. Предремонтное диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии / Д. А. Жданко, Д. И. Сушко, А. А. Шиш // Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: матер. III Всеукраїнської наук.-практ. конф., Житомир, 29–30 березня 2017 р. / Житомир. агротех. коледж, Житомир. націон. агроєкологічний ун-т, Націон. ун-т біоресурсів і природокористування України. – Житомир, 2017. – С. 99–101.

15. Жданко, Д. А. Диагностирование агрегатов гидростатических трансмиссий / Д. А. Жданко, В. Я. Тимошенко, Д. И. Сушко // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: матер. Междунар. науч.-практ. конф. на 25-й Междунар. специализир. выставке «Белагро–2015», Минск, 4 июня 2015 г. / М-во с. х. и прод. Респ. Беларусь, РО «Бел-агросервис», УО «Белорус. гос. аграр.-техн. ун-т»; редкол.: Н. А. Лабушев [и др.]. – Минск : Институт системных исследований в АПК НАН Беларуси, 2015. – С. 179–184.

16. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

17. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 382 с.

18. Стесин, С. П. Оптимизация параметров гидродинамических приводов строительных и дорожных машин / С. П. Стесин. – М. : Машиностроение, 1996. – 348 с.

19. Ловкис, З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет / З. В. Ловкис. – М. : Агропромиздат, 1990. – 239 с.

20. Гидравлика и гидравлические машины / З. В. Ловкис [и др.]. – М. : Колос, 1995. – 262 с.

21. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учебное пособие для вузов / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 336 с.

22. Жданко, Д. А. Обоснование параметров дросселя постоянного сечения как нагнужочного элемента электрогидравлического обкаточно-

тормозного стенда / Д. А. Жданко // Межведом. сб «Механизация и электрификация сельского хозяйства» РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – 2009. – № 43. – С. 139–143.

23. Жданко, Д. А. Теоретическое обоснование параметров гидравлического тормозного устройства обкаточно-тормозного стенда / Д. А. Жданко // Агропанорама. – 2009. – № 3. – С. 38–42.

24. Антикайн, П. А. Рекуперативные теплообменные аппараты / П. А. Антикайн [и др]. – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 242 с.

25. Жданко, Д. А. Ресурсосбережение при обкатке отремонтированных двигателей совершенствованием обкаточно-тормозного стенда / Д. А. Жданко, А. В. Новиков, В. Я. Тимошенко // Вестник БГСХА. – 2009. – № 1. – С. 124–127.

26. Стесин, С. П. Лопастные машины и гидродинамические передачи / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. – М. : Машиностроение, 1990. – 314 с.

27. Осипов, А. Ф. Объемные гидравлические машины. Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов / А. Ф. Осипов. – М. : Машиностроение, 1966. – 160 с.

28. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

29. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент : справочник / Е. В. Аметистов [и др.] ; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. Н. Зорина. – М. : Энергоиздат, 1982. – 512 с.

30. Барон, В. Г. Кожухотрубные теплообменные аппараты конца XX века / В. Г. Барон // Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. – 2000. – № 2. – С. 34–36.

31. Барон, В. Г. Пластинчатые теплообменники «Альфа Лаваль». Есть ли предел совершенству? / В. Г. Барон // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 1. – С. 40–44.

32. Международный Интернет-портал [Электронный ресурс] / Компания AlfaLaval. – Режим доступа: <http://www.AlfaLaval.com>. – Дата доступа: 24.08.2018.

33. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.

34. Сенин, А. П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих

соединений: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А. П. Сенин; ФГБОУВПО МГУ им. Н. П. Огарева. – Саранск, 2012. – 242 с.

35. Алексеенко, А. П. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А. П. Алексеенко; Санкт-Петербург. гос. архитектур.-строит. ун-т. – СПб, 2001. – 180 с.

36. Багин, С. Б. Об оценке предельных значений диагностических параметров гидропривода экскаватора // Труды ин-та ВНИИ-стройдормаш. – М., 1987. – Вып. 110. – С. 64–68.

37. Диагностика и техническое обслуживание машин для сельского хозяйства : учебное пособие / А. В. Новиков [и др.] ; под ред. А. В. Новикова. – Минск : БГАТУ, 2009. – 404 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Технические характеристики масел для ГСТ

Показатель	Техническая характеристика масла
МГЕ-46В	
Плотность при 15 °С, г/мл	0,870
Вязкость кинематическая при –10 °С, мм ² /с	1387,2
Вязкость кинематическая при +40 °С, мм ² /с	44,65
Вязкость кинематическая при +100 °С, мм ² /с	6,78
Индекс вязкости	106
Кислотное число, мг КОН/г	1,02
Температура застывания, °С	–32
Температура вспышки в открытом тигле, °С	212
Диаметр пятна износа на ЧМШ (при 20 кг), мм	0,31
Массовая доля мехпримесей, %	Отсутствует
Массовая доля воды, %	Отсутствует
марка «А»	
Вязкость кинематическая при –20 °С, мм ² /с	< 2100
Вязкость кинематическая при +40 °С, мм ² /с	40,64
Вязкость кинематическая при +100 °С, мм ² /с	6,92
Индекс вязкости	129
Зольность, %, не менее	0,60
Температура застывания, °С	–41
Температура вспышки в открытом тигле, °С	204
Коррозия медной пластинки	1b
Массовая доля мехпримесей, %	< 0,01
Массовая доля воды, %	Отсутствует
ВМГЗ	
Плотность при 15 °С, г/мл	0,860
Вязкость кинематическая при –25 °С, мм ² /с	1350
Вязкость кинематическая при +50 °С, мм ² /с	17
Кислотное число, мг КОН/г	0,3
Температура застывания, °С	–7
Температура вспышки в открытом тигле, °С	188
Содержание механических примесей	Отсутствуют
Коррозия металлов	1b
Класс чистоты	21/18/14

Окончание приложения А

Показатель	Техническая характеристика масла
ЛУКОЙЛ марка «А»	
Плотность при 20 °С, г/мл	0,869
Вязкость кинематическая при –20 °С, мм ² /с	1770
Вязкость кинематическая при +40 °С, мм ² /с	36,7
Вязкость кинематическая при +100 °С, мм ² /с	6,9
Температура вспышки в открытом тигле, °С	183
Температура застывания, °С	–44
Массовая доля цинка, %	0,13
Массовая доля кальция, %	0,18
ЛУКОЙЛ марка «Р»	
Плотность при 20 °С г/мл	0,884
Вязкость кинематическая при –20 °С, мм ² /с	1031
Вязкость кинематическая при +40 °С, мм ² /с	18,5
Вязкость кинематическая при +100 °С, мм ² /с	3,7
Температура вспышки в открытом тигле, °С	191
Температура застывания, °С	–49
Массовая доля цинка, %	0,13
Массовая доля кальция, %	0,18

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Операции и периодичность ТО ГСТ

№ операции	Наименование операции	Периодичность, ч				
		ЕТО 10	ТО-1 125	2ТО-1 250	ТО-2 500	ТО-3 1000
1	Проверить при работающем дизеле уровень масла в ГМП и ее герметичность	+				
2	Проверить функционирование приборов	+				
3	Подтянуть болты крепления распределителя ГМП и блока клапанов	Первый раз операцию выполнять при наработке 125 ч, второй раз – при наработке 250 ч, далее – через 250 ч				
4	Заменить фильтроэлементы магистрального фильтра и фильтра тонкой очистки ГМП	Первый раз операцию выполнять при наработке 125 ч, второй раз – при наработке 250 ч, далее – через 250 ч				
5	Снять с ГМП поддон и сетку, промыть их в дизельном топливе до удаления загрязнений, затем промыть в чистом масле и установить на место	Первый раз операции выполнять при наработке 125 ч, второй раз – при наработке 500 ч, далее – через 1000 ч				
6	Заменить масло в ГМП					
7	Проверить надежность крепления ГМП, карданных валов к фланцам ГМП				+	
8	Проверить и при необходимости отрегулировать управление ГМП					+
9	Провести обслуживание ГМП					+
<p>Допускается отклонение от установленной периодичности проведения технических обслуживаний в пределах 10 %. При выполнении каждого конкретного ТО обязательно выполняются все операции предыдущих ТО (например, при выполнении ТО-3 через 1000 ч длительно выполняются ЕТО, ТО-1 и ТО-2)</p>						

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Технические характеристики ГСТ

Показатель	ГСТ/HTS 90-90	ГСТ/HTS 112-112	ГСТ/HTS 130-130
Насос/PUMP	В 5.1-90...	В 5.1-112...	В 5.4-130...
Рабочий объем, см ³ /Displacement, cm ³	89	112	130
Давление максимальное, МПа/Pressure, max, MPa	35,8	42,0	45,0
Давление дренажа, МПа/Drain pressure, MPa:			
максимальное длительное/max continuous	0,25	0,25	0,3
максимальное кратковременное (холодный пуск)/max intermittent (cold start)	0,5	0,5	0,5
Частота вращения, мин ⁻¹ /			
минимальная/minimal,	500	500	500
номинальная/nominal,	1500	1500	3100
максимальная/maximal	2590	2600	400
Номинальная потребляемая мощность, не более, кВт/Power, of most, kW	61,6	102,3	294,5
Подача максимальная, л/мин/Maximal flow, lpm	218,9	276,6	403,0

Окончание приложения В

Показатель	ГСТ/HTS 90-90	ГСТ/HTS 112-112	ГСТ/HTS 130-130
Объемная постоянная насоса подпитки, см ³ /Delivery pump volumetric displacement, cm ³	18,06	20,0	26,0
Гидромотор/MOTOR	A3-90/27.00КП.РО.2	A3-112/42.00КП.РО.2	A5-130/42.00КП.РО.3
Номинальный рабочий объем, см ³ /Nominal displacement, cm ³	90	112	130
Давление максимальное, МПа/Pressure, max, MPa	35,7	45,0	48,0
Давление максимальное, МПа/Maksimal pressure, MPa, номинальное/nominal, максимальное (холодный пуск)/maximal (cold start)	0,3 0,5	0,3 0,5	0,3 0,5
Частота вращения, мин ⁻¹ /Rotation speed, rpm; минимальная/minimal, номинальная/nominal, максимальная/maximal	500 1500 3000	500 2300 3000	500 3100 3400
Номинальный расход, л/мин/Nominal flow, lpm	215,6	268,3	442,0
Эффективная мощность, кВт/Power, kW	57,1	144,0	354,0
Крутящий момент номинальный, Нм/Nominal torque, Nm	364,0	598,3	833,0

Научное издание

Жданко Дмитрий Анатольевич,
Карпович Станислав Константинович,
Тимошенко Василий Яковлевич и др.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
АГРЕГАТОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Ответственный за выпуск *И. С. Крук*
Редактор *Т. В. Каркоцкая*
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 11.11.2019. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 7,21. Уч.-изд. л. 5,64. Тираж 30 экз. Заказ 705.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99-2, 220023, Минск.