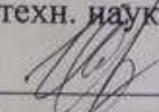


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. Н. П. ОГАРЁВА»

Институт механики и энергетики
Кафедра технического сервиса машин

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой
д-р.техн. наук, проф.

 П.В. Сенин

« 20 » 06 2018 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РЕМОНТА
ГИДРОНАСОСОВ EATON
ДЛЯ ОСОБО ТЯЖЕЛЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ**

Автор магистерской диссертации

 1.06.18

М. Е. Бессонный

Обозначение магистерской диссертации МД- 02069964-35.04.06-01-18

Направление 35.04.06 Агроинженерия

Руководитель работы

канд. техн. наук, доц.

1.06.18



А. В. Столяров

Нормоконтролер

канд. техн. наук, доц.

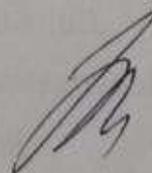
1.06.18



В. В. Власкин

Рецензент

канд. техн. наук,
доцент



А. Н. Кувшинов

Саранск 2018

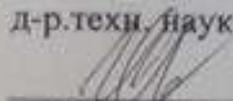
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. Н. П. ОГАРЁВА»

Институт механики и энергетики

Кафедра технического сервиса машин

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой
д-р.техн. наук, проф.


П.В. Сенин
« 06 » 10 2016 г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

(в форме магистерской диссертации)

Студент: Бессонный Михаил Евгеньевич

1. Тема: Проектирование технологического процесса ремонта гидронасосов Eaton для особо тяжелых условий работы.

Утверждена по МордГУ № 8158-с от 06.10.2016 г.

2. Срок представления проекта к защите: 1.06.2017 г.

3. Исходные данные для проектирования:

Отчеты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, типовые технологические процессы ремонта агрегатов, патентные документы.

4. Содержание пояснительной записки:

4.1 Анализ состояния вопроса.

4.2 Теоретическое обоснование принимаемых решений.

4.3 Методические основы экспериментальных исследований.

4.4 Результаты экспериментальных исследований

4.5 Разработка технологического процесса

4.6 Расчет экономической эффективности

5 Приложения

5.1 Технологический процесс ремонта

Руководитель _____



А.В. Столяров

Задание принял к исполнению _____



РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация содержит 106 страниц, 12 таблиц, 22 рисунков, 47 литературных источников.

ГИДРОНАСОС, ПЛУНЖЕР, ПЯТА, РЕМОНТ, ГИДРОСТАТИЧЕСКАЯ РАЗГРУЗКА, ТЕХНОЛОГИЯ, СЕБЕСТОИМОСТЬ.

Объектом исследования является технология ремонта аксиально-поршневых гидронасосов Eaton.

Цель работы - проектирование технологии ремонта гидронасосов для особо тяжелых условий работы Eaton.

Методы исследования:

- теоретические исследования выполнены с использованием положений теоретической механики, сопротивления материалов, метода конечных элементов, математической статистики;

- экспериментальные исследования выполнены в соответствии с ГОСТ и РД, а также по частным методикам;

- обработка результатов исследований проведена с использованием современных вычислительных аппаратных средств, систем инженерного анализа.

Полученные результаты: определены параметры дефектов и износов рабочих поверхностей деталей; определен слой металлопокрытия для нанесения на изношенные поверхности при восстановлении; разработан маршрут технологического процесса ремонта; определена себестоимость ремонта.

Степень внедрения – частичная.

Эффективность: снижение себестоимости ремонтных работ, повышение качества ремонта и надежности отремонтированных агрегатов.

Область применения: ремонтные предприятия.

МД-02069964-35.04.06-01-18

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Проектирование технологического процесса ремонта гидронасосов Eaton для особо тяжелых условий работы	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Бессонный	<i>[Подпись]</i>	10.06				
Провер.		Столяров	<i>[Подпись]</i>	10.06			4	106
Реценз.		Кувшинов	<i>[Подпись]</i>	10.06				
Н. Контр.		Власкин	<i>[Подпись]</i>	10.06				
Утвержд.		Сенин	<i>[Подпись]</i>					
ИМЭ, каф. ТСМ								

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 Состояние вопроса и задачи исследования	10
1.1 Устройство, классификация, принцип работы аксиально-поршневых гидромашин	10
1.2 Аксиально-поршневые гидромашинны Eaton	16
1.3 Анализ причин отказов	20
1.4 Средства проведения исследований технического состояния гидронасосов	29
1.5 Цель и задачи исследования	37
2 Теоретический анализ работы пят плунжеров	39
2.1 Анализ состояния гидростатической разгрузки опор	39
2.2 Моделирование нагрузок пят плунжеров	47
3 Методические основы и результаты экспериментальных исследований	54
3.1 Программа исследований	54
3.2 Исследование износов деталей	54
3.3 Обоснование необходимой толщины слоя металлопокрытия	60
3.4 Обоснование способа восстановления поворотной опоры	61
4 Разработка технологического процесса ремонта гидронасоса Eaton6423	66
4.1 Проектирование маршрута обработки	70
5 Расчет экономической эффективности технологии ремонта	75
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	82
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	83

ПРИЛОЖЕНИЕ А (рекомендуемое).

Комплект технологических документов. Технологический процесс
ремонта гидронасоса Eaton 6423

90

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

ВВЕДЕНИЕ

В гидравлических системах современных отечественных и зарубежных сельскохозяйственных и дорожно-строительных машин для передачи крутящего момента от двигателя внутреннего сгорания к исполнительным механизмам применяются объемные гидроприводы.

Одной из фирм занимающихся производством аксиально-поршневых гидромашин является корпорация Eaton, в 2011 году она отпраздновала 100-летний юбилей. Наследие фирмы – это история инноваций и технологических достижений, которые позволили компании прочно занять позицию признанного лидера в сфере управления энергией [1]. В 2015 году объем продаж компании составил \$20.9 млрд. Штат Eaton составляет около 97 000 сотрудников. Компания осуществляет продажи в более чем 175 странах мира.

Eaton предлагает заказчикам энерго-эффективные решения для безопасного и устойчивого управления электротехнической, гидравлической и механической энергией. В настоящее время особый интерес в этом перечне вызывают гидравлические насосы, а именно аксиально-поршневые гидронасосы для тяжелых условий работы: серии от 33 до 76. Данные агрегаты оптимизированы для самых сложных применений, от комбайнов и сельскохозяйственных тракторов и до строительного оборудования и лесозаготовительных машин, они демонстрируют функциональность и долговечность, необходимые для наиболее ответственных мобильных и промышленных сфер применения.

Анализ работоспособности и долговечности объемных гидроприводов показал, что доля их отказов в доремонтный период эксплуатации составляет около 20 % от общего числа отказов машин. Нарботка до отказа составляет не более 1500 часов работы при номинальных режимах, а средний межремонтный ресурс отремонтированных агрегатов в условиях реальной эксплуатации не превышает 60 % от ресурса нового изделия [2]. В связи с этим поиски путей

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

повышения долговечности объемных гидроприводов и разработка технологий их ремонта является актуальной задачей.

Выход из строя гидронасосов влечет за собой нарушение нормальной работы техники и, как следствие, простой, а также снижение экономической эффективности.

В связи с тем, что стоимость импортных аксиально-поршневых гидромашин постоянно растет и уже сейчас достигает 120 - 950 тыс. руб., а из методов ремонта пока в большинстве случаев используется ремонт с заменой изношенных узлов на новые, необходимо разработать технологический процесс их ремонта с восстановлением ресурсолимитирующих узлов.

Анализ и систематизация ряда работ Галина Д. А., Столярова А. В., Земскова А. М. и других, посвященных проблемам ремонта и восстановления гидроприводов сельскохозяйственной техники, позволили определить научную проблему и направление наших исследований.

В связи с этим проектирование технологического процесса ремонта аксиально-поршневых насосов является актуальной задачей.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

1 Состояние вопроса и задачи исследования

1.1 Устройство, классификация, принцип работы аксиально-поршневых гидромашин.

Гидравлические устройства, давно и прочно вошедшие в самые разные области человеческой деятельности, не теряют свою актуальность и в наши дни. Сегодня гидронасосы и гидромоторы можно обнаружить во многих механизмах, где имеется необходимость в передаче значительных усилий. Гидравлическими называются машины, сообщающие механическую энергию проходящей через них рабочей жидкости или, наоборот, получающие от нее энергию для дальнейшей передачи рабочему органу [1].

К аксиально-поршневым гидромашинам относятся такие машины, у которых оси цилиндров, расположенных в блоке, параллельны оси блока или составляют с ней угол меньше 45° . В подавляющем большинстве конструктивных решений аксиально-поршневых гидромашин блок цилиндров с поршнями осуществляет вращательное движение, а поршни, кроме того, выполняют возвратно-поступательное перемещение в цилиндрах качающего узла.

По данным ряда авторов аксиально-поршневые гидромашин обладают комплексом положительных качеств, которые обуславливают рост их применения в приводах различных машин. К их основным показателям можно отнести:

- высокое рабочее давление (35...45 МПа);
- быстроходность (до 6000 мин⁻¹);
- компактность, малые габариты и массу; металлоемкость насосов, применяемых в мобильных машинах, не превышает 0,5...0,6 кг/кВт;
- высокое значение общего (до 0,94) и объемного (0,97...0,98) КПД;
- высокие значения гидравлической жесткости и герметичности;

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

- широкий диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора – до 1:100 при переменных и 1:1000 при постоянных нагрузках;
- возможность работы при низкой частоте вращения (до 1 мин⁻¹);
- низкий уровень шума (70...90 дБ);
- возможность промышленного изготовления с применением современного высокоточного и высокопроизводительного оборудования.

Анализ литературных источников [2-5] позволяет классифицировать гидромашины следующим образом:

- по типу силового кардана подразделяются на гидромашины с асинхронным силовым карданом; с двойным несиловым карданом; бескарданные;
- в зависимости от расположения вала ротора машины выполняются либо с наклонным блоком цилиндров, либо с наклонным диском;
- по форме распределителя подразделяются на гидромашины со сферическим или плоским торцовым распределителем;
- по типу связей поршней подразделяются на шатунные; бесшатунные с опорными башмаками на поршнях или бесшатунные с точечным касанием поршней по наклонной шайбе;
- по рабочему объему на регулируемые и нерегулируемые;
- по направлению вращения выходного вала на реверсивные и не-реверсивные.

Таким образом, аксиально-поршневые гидромашины делят на агрегаты с наклонным блоком цилиндров – ось вала и ось вращения блока цилиндров пересекаются под углом (рис. 1) и машины с наклонным диском – вал и блок цилиндров расположены на одной оси (рис. 2). В свою очередь гидромашины с наклонным блоком цилиндров подразделяют на гидромашины с двойным несиловым синхронным карданом (рис. 1а), одинарным силовым асинхронным карданом (рис. 1б, в), бескарданные машины (рис. 1г) и гидромашины с шестеренной связью приводного диска с блоком цилиндров (рис. 1д).

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Характерной особенностью этих машин является связь поршней с приводным диском с помощью штоков.

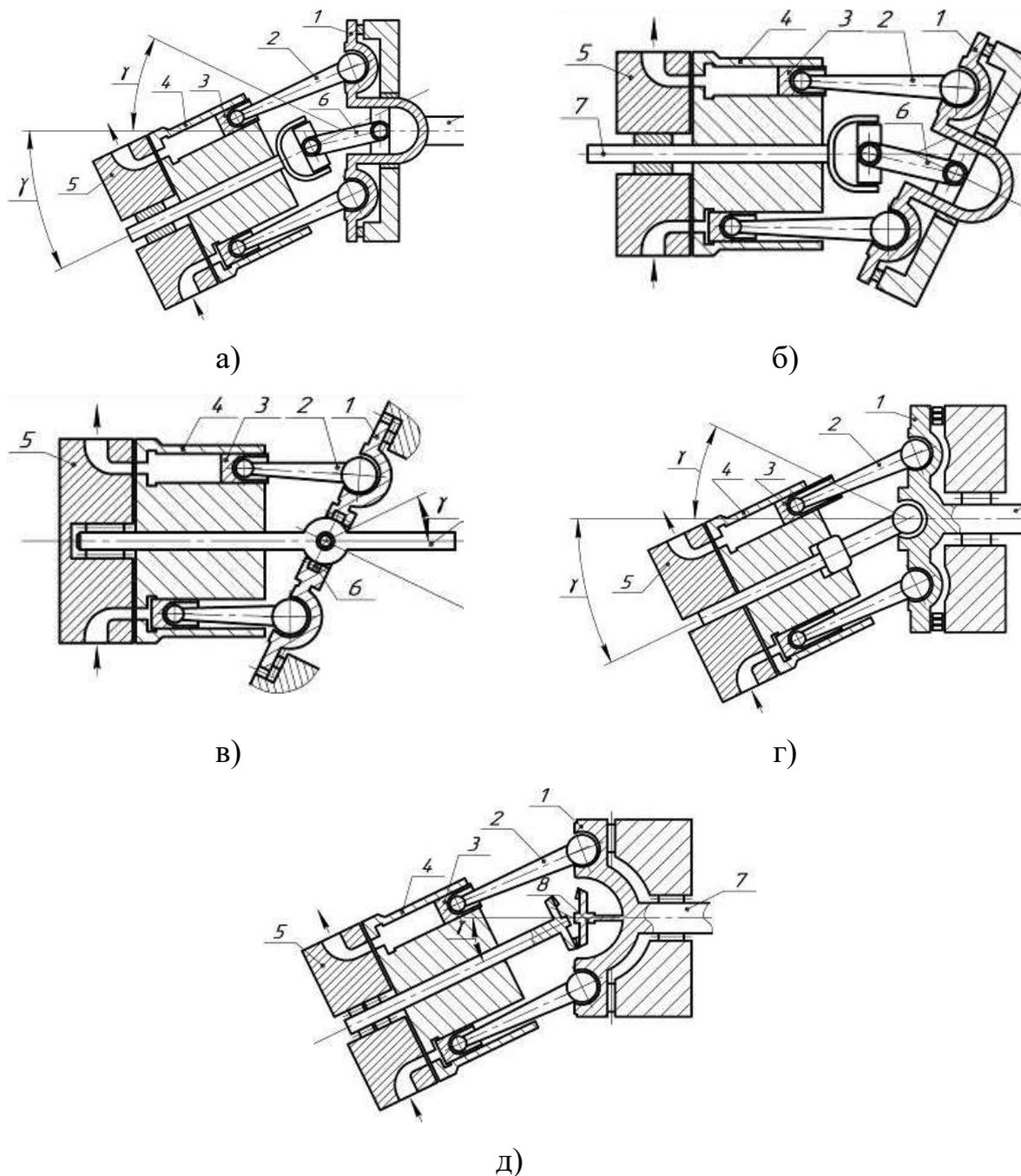


Рис. 1. Схемы гидронасосов с наклонным блоком цилиндров: 1 – приводной диск; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров; 5 – торцевой распределитель; 6 – кардан; 7 – вал; 8 – зубчатая шестерня передача

Конструктивным отличием АПГМ с одинарным силовым асинхронным карданом (см. рис. 1б, в) является то, что в первом случае (см. рис. 1б) вал гидромашины выходит из нее со стороны торцевого распределителя, а во

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

12

втором случае (см. рис. 1в) вал гидромашины проходит через приводной диск.

АПГМ с наклонным диском изготавливают со сферическими головками плунжеров (рис. 2а), с гидростатической разгрузкой опор плунжеров при плоском (рис. 2б), сферическим торцевым распределителем (рис. 2в) и с наклонным расположением цилиндров (рис. 2г).

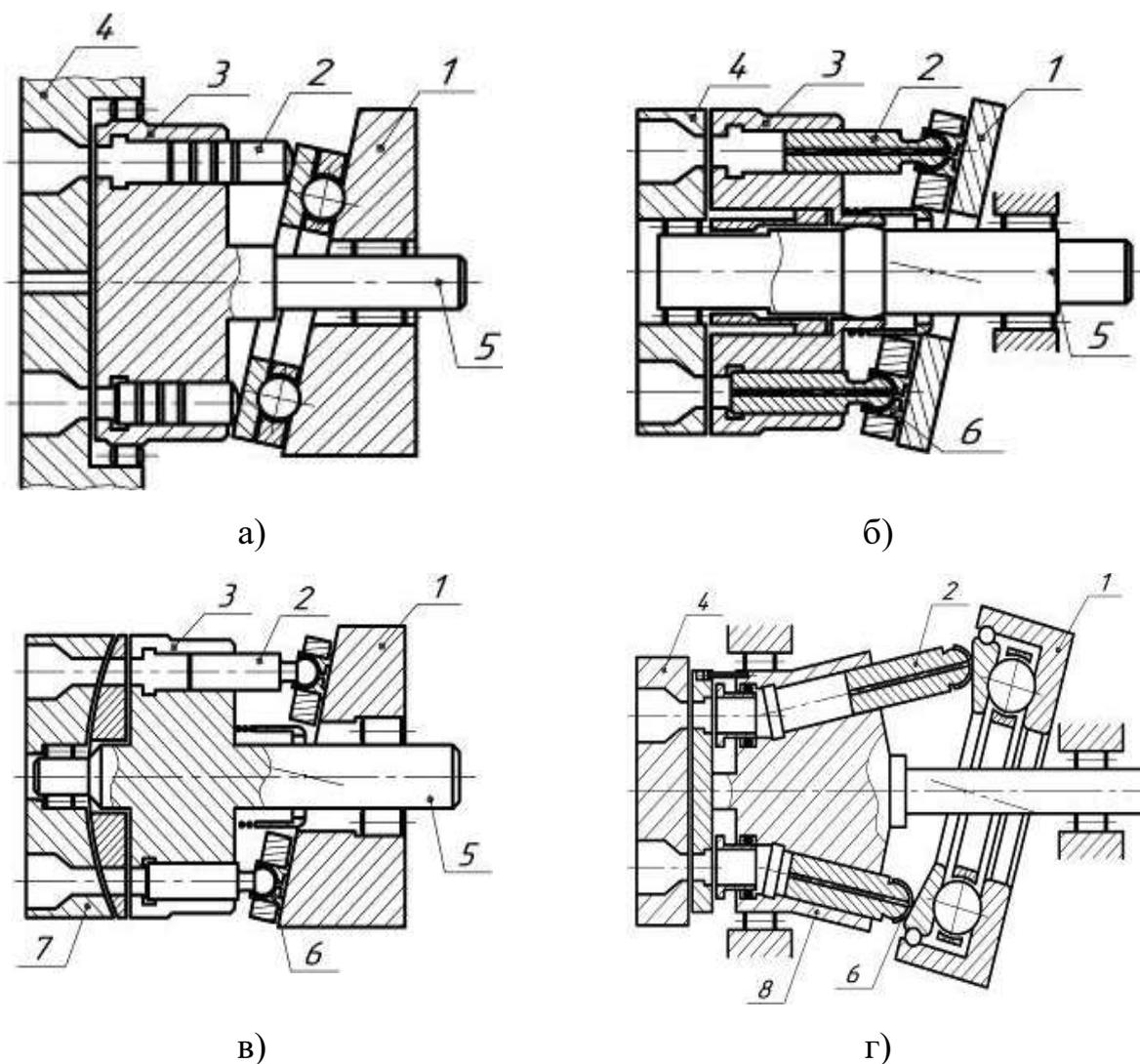


Рис. 2. Схемы гидронасосов с наклонным диском: 1 – наклонный неподвижный диск; 2 – плунжер; 3 – блок цилиндров; 4 – плоский торцевой распределитель; 5 – вал; 6 – опора плунжера с гидростатической разгрузкой; 7 – сферический торцевой распределитель; 8 – блок с наклонным расположением цилиндров

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

13

На данный момент наряду с остальными наибольшее распространение среди импортных гидромашин получили гидронасосы EATON для тяжелых условий работы: серии от 33 до 76 с гидростатической разгрузкой опор плунжеров при плоском распределителе.

Среди недостатков машин этого типа следует отметить стоимость, сложность конструкции.

Традиционно аксиально-поршневой гидронасос включает в себя блок цилиндров, оборудованный поршнями (или плунжерами), шатуны (или пяты), упорный диск, ведущий вал и специальное распределительное устройство (рис. 3).

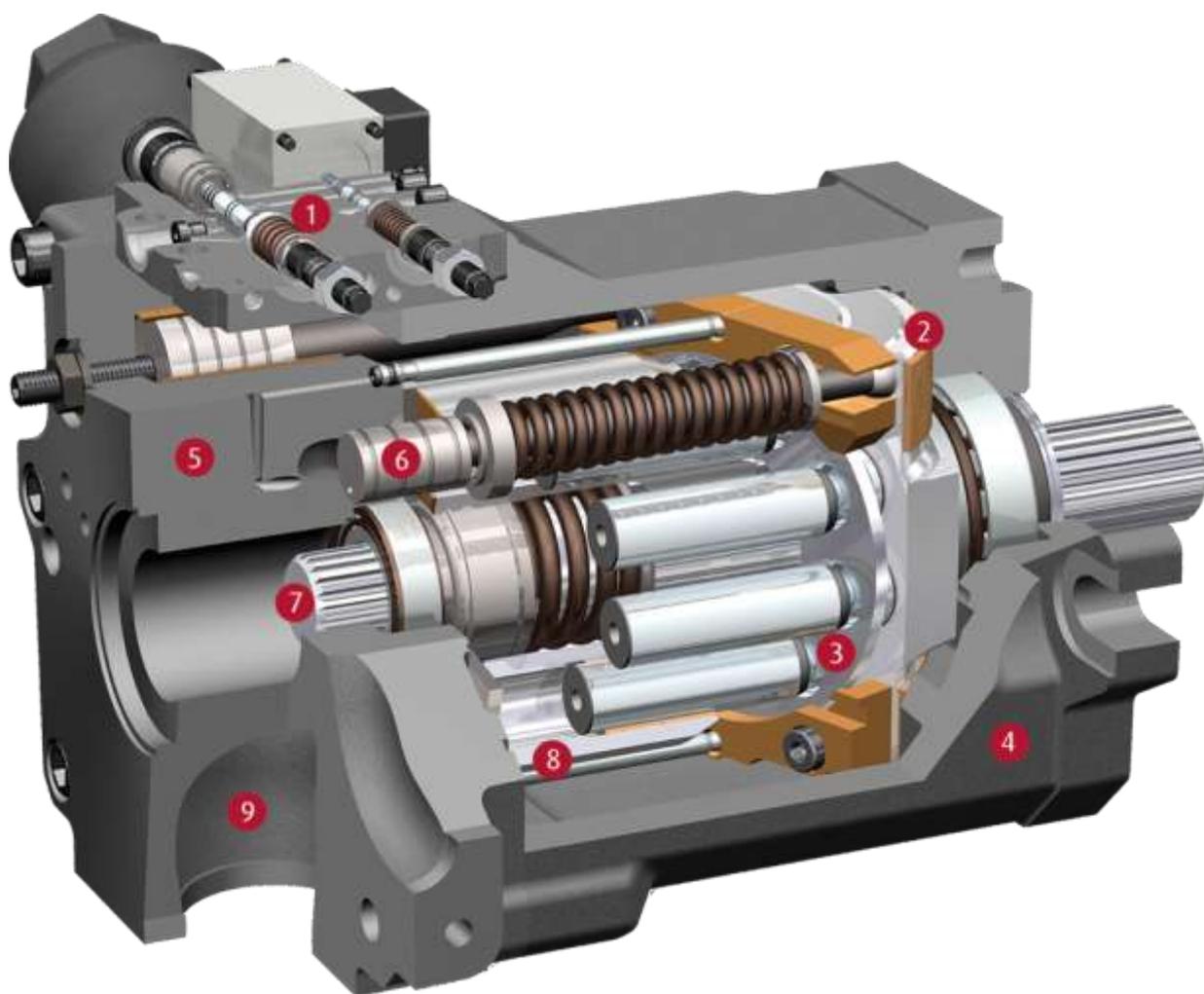


Рис. 3. Аксиально-поршневой гидронасос: 1 – регулятор, 2 – поворотная плита, 3 – упорный диск, 4 – корпус, 5 – крышка, 6 – возвратный механизм, 7 – вал, 8 – поршень, 9 – линия всасывания.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

14

В процессе работы гидронасоса одновременно с началом вращения вала приходит в движение и блок цилиндров. При этом поршни не просто вращаются, но и перемещаются вдоль оси блока цилиндров, совершая так называемые возвратно-поступательные аксиальные движения.

Пока поршни выдвигаются из цилиндров, осуществляется всасывание. Поршни начинают вдвигаться – происходит нагнетание. Через окна, имеющиеся в распределительном устройстве, каждый из цилиндров поочередно соединяется с всасывающей и напорной линиями. Во избежание соединения напорной и всасывающей гидролиний друг с другом блок цилиндров устанавливается плотно прижатым к распределительному устройству, а его окна разделяются специальными уплотнительными перемычками (причем их ширина превышает диаметр отверстий соединительных каналов блока цилиндров). Для уменьшения гидроудара в процессе преодоления цилиндрами перемычек в последних (при их изготовлении) выполняются дроссельные канавки в форме небольших «усиков». Благодаря этому достигается равномерное повышение давления рабочей жидкости в цилиндрах.

Роль рабочих камер в насосах аксиально-поршневого типа отводится цилиндрам, которые размещаются аксиально относительно оси ротора. Вытеснителями, в свою очередь, являются поршни. В зависимости от конструктивных особенностей аксиально-поршневые гидромашины могут иметь наклонный блок цилиндров или наклонный диск. Первые чаще используются в приводах машин, функционирующих в тяжелых и средних режимах работы с большой частотой включения. Они показывают более высокую надежность при переменных нагрузках и отличаются меньшей чувствительностью к загрязнению жидкости, нежели гидронасосы с наклонным диском.

В настоящее время аксиально-поршневые гидромашины являются одним из самых распространенных видов гидравлических устройств, которые используются как в качестве гидродвигателей, так и в роли насосов. Они

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

применяются в гидросистемах целого ряда одноковшовых экскаваторов, в конструкции привода бульдозеров, а также в комбайнах, где используются гидростатические трансмиссии (аксиально-поршневые гидромашины для гидросистем закрытого типа). Кроме того, оборудование этого типа пускают в ход при конструировании гидроприводов катков, всевозможных станков, авиационной техники.

1.2 Аксиально-поршневые гидромашины Eaton

В настоящее время разработкой и производством *аксиально-поршневых гидромашин* с наклонным диском занимаются следующие фирмы производители: Bosch-Rexroth (Германия), Casappa (Италия), Parker Hydraulics (США), Linde Hydraulics (Германия), Kawasaki (Япония), Eaton (США), Гидросила (Украина), а также Sauer Danfoss (Sauer-Sundstrand) [6-10].

Как уже было сказано в настоящее время особый интерес в этом перечне вызывают гидравлические насосы Eaton, а именно аксиально-поршневые гидронасосы для тяжелых условий работы: серии от 33 до 76. Данные агрегаты оптимизированы для самых сложных применений, от комбайнов и сельскохозяйственных тракторов и до строительного оборудования и лесозаготовительных машин, они демонстрируют функциональность и долговечность, необходимые для наиболее ответственных мобильных и промышленных сфер применения.

Они имеют следующие особенности и преимущества: серия 90 является универсальной, т. к. включает модели с рабочим объемом от 42 до 250 см³ и всеми возможными вариантами управления (механическое, гидравлическое, электро-гидравлическое). При разработке данной серии применялись передовые технологии, обеспечивающие высокие КПД и надежность. Преимущества - компактность и малый вес (за счет уменьшения количества деталей и оптимизации конструкции).

Гидростатические трансмиссии серии 64 чаще всего встречаются на

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

комбайнах и технике сельскохозяйственного назначения, гидронасос этой серии представлен на рис. 4, это регулируемые реверсивные аксиально-поршневые гидравлические насосы с наклонной шайбой и переменным рабочим объемом предназначенные для работы в гидроприводах с закрытым (замкнутым) контуром, с возможностью бесступенчато регулирования рабочего объема от 0 до максимального значения и реверсирования, он предназначен для работы в гидравлических приводах с замкнутым контуром при давлениях до 413 бар и при скоростях до 4510 об/мин, обеспечивая при этом продолжительный срок службы.

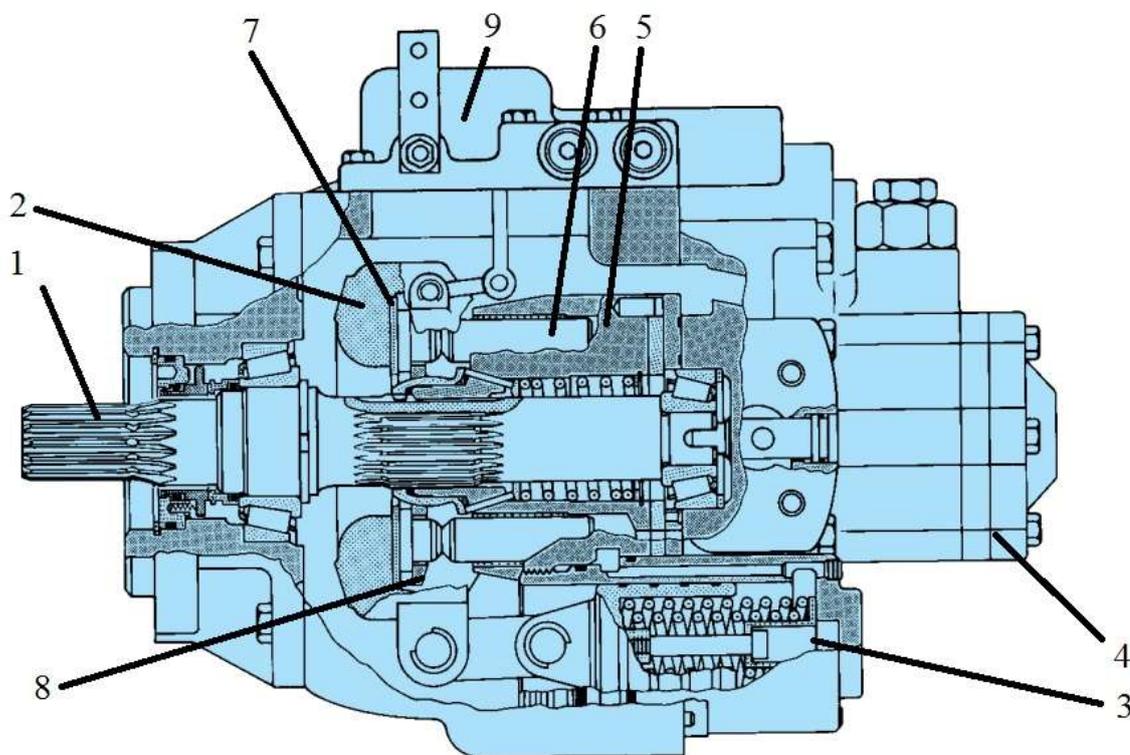


Рис. 4. Гидронасос EATON 6423: 1 - вал, 2 - люлька, 3 - сервоцилиндры, 4 - насос подпитки, 5 - блок цилиндров, 6 - поршни, 7 - упор, 8 - прижимная пластина, 9 - механизм управления

Серия 64 фирмы Eaton имеет следующие преимущества:

- 1) высокий срок службы подшипников (до 10000 ч);
- 2) регулируемая скорость вращения – от нуля до максимума, вперед и

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

17

назад, что обеспечивает широкий диапазон скоростей на выходном звене (гидромоторе);

3) механическое управление направлением вращения и изменением скорости обеспечивает возможность динамического торможения;

4) большое количество вариантов исполнения управления, позволяет гидростатическим трансмиссиям Eaton легко адаптироваться к различной технике;

5) оптимизация мощности двигателя и производительности насоса в зависимости от нагрузки.

В условиях Республики Мордовия, как показывают данные минсельхоза [2], имеется более 1200 комбайнов, в том числе импортного производства 114 единиц, среди них производства фирмы John Deere (комбайны с гидростатическими трансмиссиями Eaton 6423) около 25 шт.

Как известно при ремонте гидроагрегатов импортного производства всегда возникает две проблемы: первая – это высокая стоимость запасных частей (например для гидронасоса EATON 6423 цена качающего узла составляет 46-50 тыс. руб.), вторая – это время поставки запчастей (от 3 до 6 недель в зависимости от производителя). В конечном итоге это сказывается на сроках ремонта гидронасоса и ввода в строй самого комбайна, а ведь каждый день простоя приводит к потере урожая.

В связи с этим необходимо провести исследования и разработать такую технологию ремонта гидронасоса, которая позволила бы производить восстановление деталей и узлов в минимальные сроки и с минимальными затратами ресурсов.

Для этого на начальном этапе рассмотрим качающий узел гидронасоса рис. 5.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

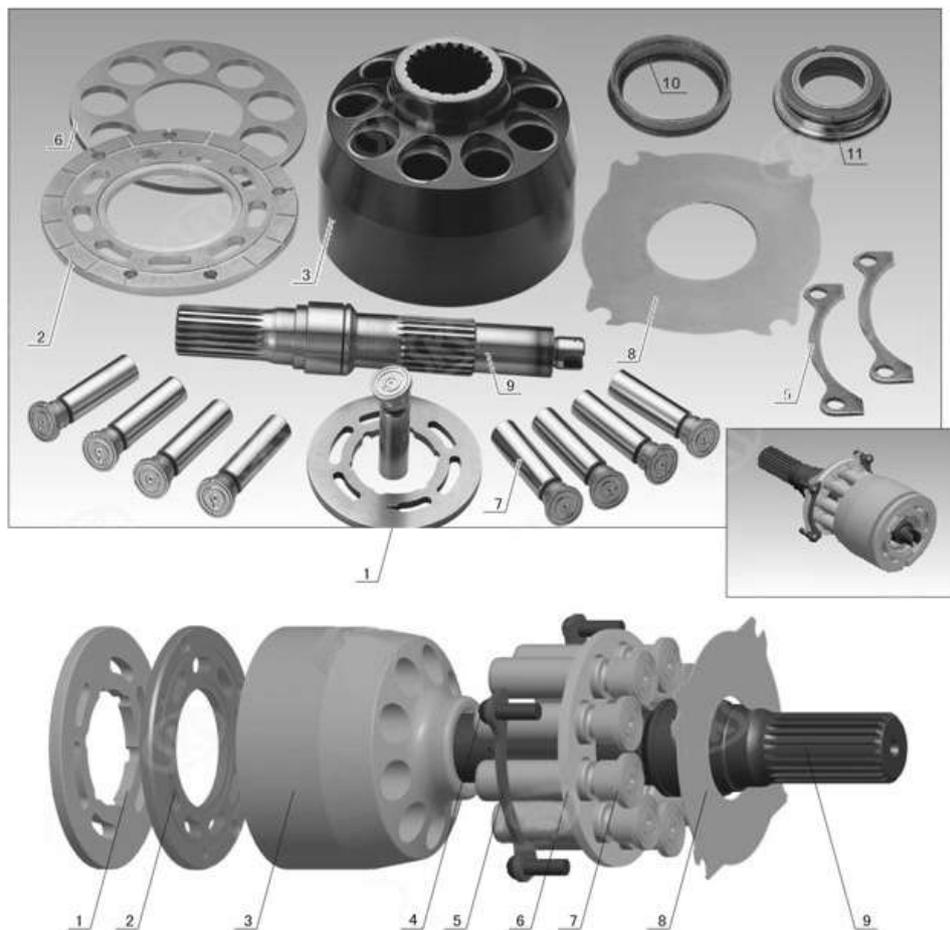


Рис. 5. Качающий узел гидронасоса Eaton 6423:

- 1 – стальной распределитель, 2 – распределитель из цветного металла,
 3 – блок цилиндров, 4 – болт, 5 – прижим, 6 – прижимная пластина,
 7 – поршень с пятой, 8 – упор, 9 – вал, 10-11 – торцевое уплотнение

Качающий узел состоит из основного вала 9, проходящего через весь насос, передней опорой вала служит роликовый подшипник, задней опорой вала является подшипник скольжения, он установлен в задней крышке. Качающий узел насоса, приводимый во вращение через шлицевое соединение блока цилиндров 3 и основного вала. Пятки поршней 7 качающего узла поджаты к упору 8 прижимной пластиной 6 и скользят по нему во время вращения. Сам упор крепится к люльке насоса болтами 4. Стальной распределитель 1 и распределитель из цветного металла 2 поджимаются к задней крышке блоком цилиндров 9. Теперь можно переходить к анализу причин отказов гидронасосов Eaton серии 64.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

19

1.3 Анализ причин отказов

Аксиально-поршневые гидромашины предназначены для осуществления передачи и контроля гидравлической энергии в гидрообъемных трансмиссиях с закрытым контуром, которые характеризуются высокой мощностью и рабочим давлением до 480 бар. В составе гидросистемы машины этой серии могут применяться как совместно с другими гидронасосами и оборудованием, так и самостоятельно.

Гидравлические насосы и моторы изготавливают строго соблюдая технические условия на их производство и добиваясь при этом высокой точности. При соблюдении правил эксплуатации гидропривод работает надежно в течение длительного времени. Однако многие потребители связывают неисправности гидравлической системы с качеством используемого масла, хотя масло всегда является индикатором того, как эксплуатируют систему. Больше половины отказов возникает из-за плохого состояния масла, причем две трети из них связано с чистотой масла и качеством фильтрующих элементов.

Сейчас среди всех отказов гидросистем лидирующее место отдают отказам гидронасосов [11, 12, 13]. К неисправностям аксиально-поршневых насос-моторов относят: снижение подачи и КПД, шум и вибрация, вспенивание и утечки масла, резкое уменьшение подачи насоса при росте нагрузки, пульсация в нагнетательном трубопроводе, повышенный нагрев агрегата при работе [14-17]. К основным факторам приводящим к представленным выше неисправностям относятся причины которые мы опишем ниже.

Дешевые расходные запчасти и материалы, включая смазочные, которые не рекомендуются к применению. Как правило, вышедший из строя элемент гидравлической системы, вносит свою лепту в загрязнение рабочей жидкости. Длительная работа гидравлической системы также приводит к насыщению гидравлической системы продуктами износа, водой и воздухом.

Часть продуктов износа скапливается в баке, часть задерживается в

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

фильтре, особо мелкие продукты износа находятся в гидравлической жидкости в виде взвеси.

Все эти загрязняющие частицы, циркулируя в гидравлической жидкости, ускоряют изнашивание компонентов гидравлических систем.

Относительно крупные частицы повреждают блок цилиндров и распределитель гидронасоса (гидромотора).

Частицы соизмеримые с величиной зазоров трущихся пар, увеличивают потери на трение в гидромашине. Однако самыми опасными являются абразивные частицы, меньшие 5 микрон. Эти частицы, образуя невидимую взвесь, не задерживаются фильтрами и вызывают интенсивный износ, разрушая гидравлические насосы, моторы и другие компоненты системы. «Мнимая экономия» на замене гидравлической жидкости приводит к преждевременным отказам более дорогих элементов качающих узлов: распределителя, блока цилиндров, поршней, шатунов, валов.

Вторая, часто случающаяся, причина преждевременного отказа гидронасосов заключается в нарушении условий первого пуска [3]. Новый гидронасос (мотор) перед началом работы обязательно следует заполнить рабочей жидкостью. Первый «сухой» пуск гидроагрегата приводит в большинстве случаев к катастрофическому износу наиболее нагруженных пар трения. Причем последствия сухого пуска не обязательно проявятся сразу, а вот на ресурс работы гидронасоса они повлияют, снизив его многократно.

Третья причина – пики давления. Они очень отрицательно сказываются на работе гидравлических насосов. Борьба с ними возможно путем корректного подбора, установки в гидросистему и настройки клапанной и распределительной аппаратуры. Также чтобы избежать пиков давления при эксплуатации оператору следует плавно перемещать рычаги управления.

Четвертая причина – кавитация [18]. Она образуется в местах, где скорость движения потока рабочей жидкости значительно превышает допустимую, в этом случае давление в данной области резко падает, и в рабочей жидкости

начинают выделяться пузырьки воздуха, они в свою очередь разрушают металл, а рабочая жидкость – теряет свои свойства.

Признаком возникновения кавитации является шум (свист), вибрация, неустойчивая работа насоса.

Пятая причина – аэрация, чрезмерное насыщение рабочей жидкости воздухом. Рабочая жидкость всегда содержит определенное количество воздуха. Приблизительно в гидросистемах находится от 0,4 до 5 % воздуха, а при интенсивной эксплуатации эта величина достигает 10-15%.

Избыток воздушных пузырьков в рабочей жидкости приводит к негативным последствиям - окисляется рабочая жидкость; разрушаются резинотехнические компоненты гидросистемы; образуется пена, которая снижает смазочные свойства рабочей жидкости; нарушается плавность движений гидромоторов; появляются гидравлические удары. Все это приводит к возмущению рабочей жидкости (бурление потока), снижению давления, пульсациям и разгерметизации трубопроводов или отдельных гидрокомпонентов (особенно во всасывающей магистрали), что в конечном итоге вызывает отказ гидросистемы.

Шестая причина – загрязнения. Последствием загрязнения является – разрушение рабочих поверхностей распределителя, внутренней поверхности блока цилиндров, поршней. Вследствие этого значительно возрастают внутренние утечки, и насос теряет свои рабочие характеристики.

Таким образом, если проанализировать работу качающего узла то возникновение износов происходит по следующим причинам: во-первых, при вращении блока цилиндров вместе с распределителем из цветного металла находящегося в контакте с закрепленным на задней крышке стальным распределителем возникают силы трения и происходит абразивный износ обоих распределителей; во-вторых, при вращении поршней происходит возвратно-поступательное движение их во втулках блока цилиндров, что также приводит к возникновению трения и абразивного износа; в-третьих, вращаясь пяты

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

поршней скользят по упору, но за счет гидростатической разгрузки не касаются его и здесь возможен только абразивный износ при утечке рабочей жидкости в зазоры.

На рисунке 6 отмечены вероятные пути утечки жидкости в зазорах пар трения качающегося узла гидронасоса Eaton 64. Рассмотрим рисунок подробнее: жидкость засасывается в полость А над плунжером, впоследствии набранный объем жидкости вытесняется под давлением из напорной полости Б, где воздействует на торцевую поверхность плунжера 2 и распределителя 4, боковую поверхность втулки блока цилиндров 3. Из описания работы и рисунка 4 видно, что утечки могут возникнуть в паре плунжер – втулка $q_{пв}$, плунжер – пята $q_{пш}$, блок цилиндров – распределитель $q_{бр}$, распределитель – крышка $q_{рк}$, пята – наклонный диск $q_{плд}$.

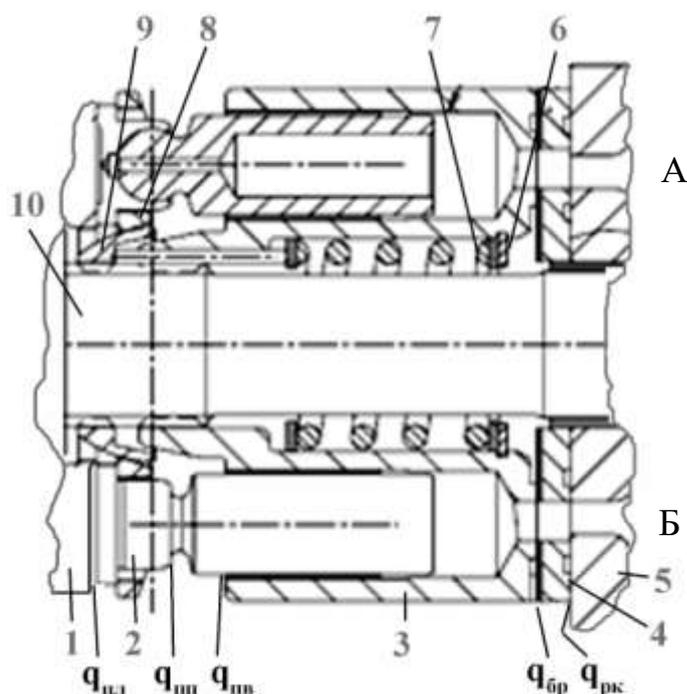


Рис. 6. Схема утечки жидкости через соединения аксиально-поршневого насоса Eaton серии 64:

1 – поворотная опора; 2 – плунжер с пятай; 3 – блок цилиндров со втулкой; 4 – распределитель; 5 – крышка; 6 – шайба упорная; 7 – пружина; 8 – сепаратор; 9 – втулка сферическая; 10 – вал;
 $q_{рк}$ – утечки через зазор между распределителем и крышкой; $q_{бр}$ – утечки через зазор между блоком и распределителем; $q_{пв}$ – утечки через зазор между поршнем и втулкой блока цилиндров; $q_{пш}$ – утечки через зазор между пятай и поршнем; $q_{плд}$ – утечки через зазор между пятай и поворотной опорой.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

23

Произведя анализ принципа работы представленного гидронасоса и изучив объекты поступившие на ремонт можно сказать, что в эксплуатации основной причиной отказов является качество рабочей жидкости и износ клапанной аппаратуры, в результате чего происходит падение давления внутри качающего узла, что приводит к выходу из строя разгрузочных пят плунжеров. В результате появляются задиры на распределительном диске и поршнях, так же изнашиваются втулки блока цилиндров, наклонная шайба, в связи с этим увеличивается утечка масла и, соответственно, снижается КПД [25, 26]. Характерные износы элементов представлены на рис. 7, 8.

Однако из-за большой дороговизны комплектующих гидроприводов импортного производства (качающий узел гидронасоса eaton 6423 стоит 80 тыс. рублей) встает вопрос о необходимости восстановления деталей качающего узла гидромашины.

Анализируя рис. 7, 8, можно сказать, что износы деталей аналогичны износам возникающим в гидронасосах ГСТ-90 [3, 4], за исключением катастрофического износа люльки и поломки упора (см. рис. 8е).

Таким образом, результаты проведенного анализа работы качающего узла и обследования состояния, вышедших из строя гидронасосов позволят выбрать подходящие способы восстановления работоспособности деталей качающего узла [5].

Способ перекомплектовки деталей наиболее прост и не требует особого оборудования и поэтому его чаще всего применяют. Этим способом восстанавливается 20–40% всего ремонтного фонда. Способ перекомплектовки заключается в том, что изношенные детали подвергаются вначале доводке, т.е. восстановлению у них цилиндрической формы, а затем притирке деталей друг к другу. Такая перекомплектовка возможна, так как допуск на диаметр деталей при их изготовлении колеблется в пределах 20–50 мкм. Доводку производят кольцевым притиром на специальных станках с использованием соответствующих паст. Доводочные операции заканчивают, когда овальность и

конусность не превышает 2–3 мкм.



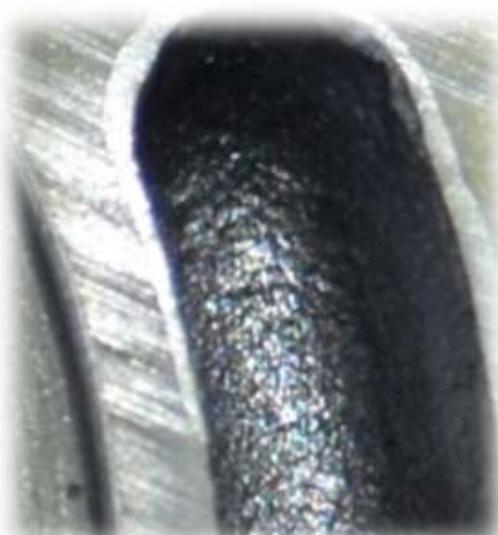
а) износы распределителя



б) износы поршня и пяты



в) задиры и износ на блоке цилиндров



г) износ на задней крышке



д) катастрофический износ и поломка поршней, прижимной пластины

Рис. 7. Характерные износы и дефекты элементов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

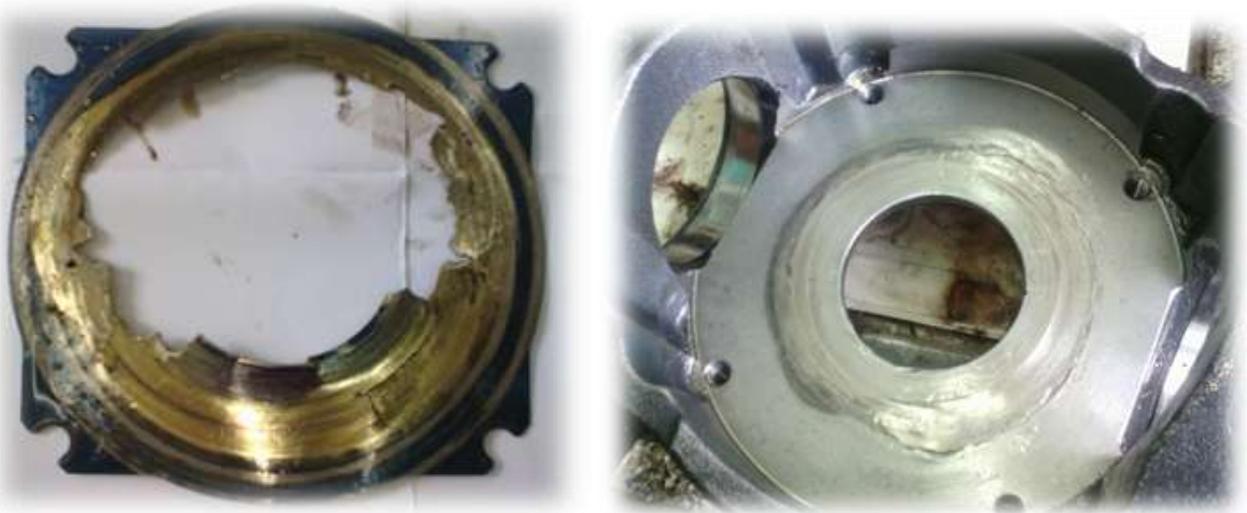
МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

25



д) катастрофический износ прижимов



е) катастрофический износ и поломка упора и люльки
Рис. 8. Характерные износы и дефекты элементов

Притирка алмазными развертками представляют собой операцию обработки высокоточным инструментом, изготовленным по специальной технологии и предназначенным для прецизионной обработки отверстий. Обеспечивает точность обработки 1...2 мкм и необходимую шероховатость. Настроенным комплектом разверток отверстия обрабатываются в допуске не более 3 мкм. Диапазон обработки разверткой не более 0,1 мм. Обработке подлежат отверстия различной формы: ступенчатые, глухие, соосные, прерывистые и пр. Обработываемый материал: чугун, сталь, сплавы цветных металлов. Стойкость инструмента 1000...50000 отверстий в зависимости от материала детали, конструкции инструмента, режимов обработки и пр.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

26

Наморозивание осуществляется путем последовательного затвердевания жидкого металла на очищенной от оксидов поверхности заготовки после её погружения в расплав (присадочный материал). Присадочный материал нагревают в индукционных печах до температуры на 30-50⁰С выше температуры плавления. Поверхность заготовки защищают от выгорания легирующих элементов нанесением защитной меловой обмазки, водного раствора жидкого стекла и порошкообразного флюса. Заготовку помещают в индуктор, и нагревают до 850-900⁰С, и выдерживают в течение 10-12 с. Флюс плавится, очищает поверхность от оксидов и защищает её от окисления. Нагретую заготовку погружают в расплав и выдерживают 0,8-1,2 с. За это время на ней образуется слой толщиной 1,8-3,0 мм. Затем деталь охлаждают на воздухе. Износостойкость слоя в 1,8-3,5 раза выше, чем у новых изделий.

На ремонтных заводах некоторые детали ремонтируют наращиванием различных металлов гальваническим (электролитическим) способом. Гальванические покрытия – это металлическая пленка толщиной от долей мкм до десятых долей мм наносимая путем электролитического осаждения металлов.

Так же возможно проведение газопламенного напыления – это наиболее доступный из методов газотермического напыления. Газопламенное напыление предполагает формирование капель (частиц) малого размера расплавленного металла и перенос их на обрабатываемую поверхность, где они удерживаются, формируя тем самым непрерывное покрытие. С помощью газопламенного напыления наносят износостойкие и коррозионностойкие покрытия из железных, никелевых, медных, алюминиевых, цинковых сплавов, баббитовые покрытия подшипников скольжения, электропроводные покрытия, электроизоляционные покрытия, декоративные покрытия. Широко применяется для восстановления геометрии деталей насосного оборудования, крышек и валов электродвигателей.

Один из прогрессивных способов восстановления деталей – плазменная

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

наплавка – это процесс нанесения покрытия на поверхность изделия с помощью плазменной струи. При восстановлении деталей находит применение плазменная наплавка порошковыми материалами. В отличие от напыления, при плазменной наплавке деталь неэлектронейтральна.

Технология электроискровой наплавки позволяет восстанавливать вручную и в автоматическом режиме изношенную поверхность до 0,2 мм. Поверхность получается мелкопористая, что позволяет дополнительно задерживать масло на восстановленной поверхности. Это дает дополнительную смазку и охлаждение нагруженных восстановленных поверхностей. Изделия не деформируются, т.к. нет нагрева. Это позволяет восстанавливать изделия с минимальных, от 3 мм, толщин. В зависимости от используемых материалов твердость поверхности получается до 55 HRC. Применение этой технологии в ремонте дает большой простор к применению с гарантированным качеством. При ремонте машин электроискровая обработка находит применение для наращивания деталей, износ которых не превышает 0,1—0,2 мм, для повышения износостойкости рабочих поверхностей деталей, для получения в деталях большой твердости отверстий. Достоинством электроискрового способа можно считать то, что обработка металла производится непосредственно электрическим разрядом без затраты механической энергии.

В настоящее время вследствие дороговизны энергоресурсов, самым эффективным методом восстановления, из технологически возможных, следует считать метод позволяющий наносить металлопокрытия с заданными физико-механическими свойствами при минимальных энергетических затратах.

Известно, что слои металла, образованные электроискровой наплавкой или легированием в газовой среде, имеют мелкодисперсную структуру, размеры кристаллитов которых в несколько раз меньше, чем матричного материала.

Электроискровая обработка (ЭИО) металлов, как один из способов восстановления деталей агрегатов сельскохозяйственной техники, широко используется в настоящее время [31-33].

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

В итоге после проведенного анализа перейдем к выбору способа восстановления деталей, проводя анализ возможных методов восстановления представленных дефектов (см. рис. 5а-г) и литературных источников [6–10] можно выделить следующие способы:

– для поршневой пары: подходит применение электроискровой наплавки поршней (ЭИО) с последующей доводкой, этот метод в настоящее время используется для восстановления деталей гидронасосов [11, 12, 13], и разворачивание втулок блока цилиндров под ремонтный размер алмазным инструментом;

– для распределительной пары: целесообразно применять притирку на плите с последующей доводкой [14];

– для пары люлька-упор: как видно из рис. 3е данная пара в большинстве случаев восстановлению не подлежит и ее необходимо заменять, однако мы предлагаем производить расточку люльки под установку вместо упора приставного дна, как это сделано в гидростатических трансмиссиях отечественного производства, но для этого необходимо провести дополнительные исследования. В них необходимо будет оценить напряженно-деформированное состояние имеющейся и доработанной конструкции, что позволит определить величины возникающих напряжений и деформаций (необходимо добиться их снижения в новой конструкции) [15–19].

1.4 Средства проведения исследований технического состояния гидронасосов

В настоящее время существует два способа оценки работоспособности гидромашин: статический и динамический.

Статический метод заключается в том, что на испытательном стенде гидромашин проверяются на гидроплотность и герметичность. Для этого на стенд необходимо установить насос высокого давления, установочные плиты

для крепления гидроагрегатов, а также дополнительную аппаратуру управления и контроля.

Статическая оценка утечки жидкости в качающем узле проводится путём подвода к нагнетательной магистрали проверяемого агрегата (насоса или гидромотора) рабочей жидкости под давлением. При этом стопорится вал гидромашины и замеряется утечка жидкости из дренажных отверстий. Величина утечки сравнивается с допустимой [34].

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, они не разрушаются, как при нормальной работе агрегатов, а разжимают их, и тем самым приводят к резкому возрастанию утечек [35]. Так же на величину утечки в значительной мере будет влиять температура рабочей жидкости [36].

Данная методика проверки аксиально-поршневых гидромашин используется в МАДИ на кафедре гидропривода и гидропневмоавтоматики. На гидроплотность проверяется качающий узел и распределительная пара.

Основной недостаток данного способа - неполный контроль основных параметров технического состояния гидромашин.

Динамический оценка работоспособности регулируемых аксиально-поршневых гидроагрегатов заключается в проведении полного цикла испытаний имитирующих реальные условия работы. Проверка производится при непосредственном вращении вала гидроагрегата, при этом измеряется подачи (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

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

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 различные 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 «Уральского инжинирингового центра», «Стенд универсальный для обкатки, регулировки и проверки гидроагрегатов» Пензенского РМЗ, стенд ООО «МАСТЕР Механика», стенд используемый сервисными центрами ОАО «Пневмостроймашина», 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 др. При этом 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 является его громоздкость, требующая наличие больших площадей; ограниченный диапазон регулирования частоты вращения, не позволяющий испытывать современные высокооборотистые гидромашин; длительный процесс проверки, из-за большого количества операций по настройке стенда.

Стенды КИ-4815М, КИ-28097-01М-03М ГОСНИТИ для испытаний

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

объемных гидроприводов и аксиально-поршневых гидромашин с мощным приводным двигателем и дополнительной приставкой имеют небольшие габариты и изготавливаются на базе серийно-выпускаемых ранее стендов КИ-4815, поэтому на данных стендах возможно испытание только небольшой номенклатуры гидромашин, поскольку двигатели стендов хотя и имеют мощность в 22 и 45 кВт, но этого недостаточно, так как гидромашины с рабочим объемом более 112 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 не дает возможности проверки всех технических характеристик [13, 31, 39].

Стенды «ССМ-ТЯЖМАШ» и «УГИ» предназначены для испытания гидронасосов и гидромоторов после текущего и капитального ремонта, для 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); величину подачи рабочей жидкости и ее равномерность при заданном направлении вращения выходного вала, изменение значения подачи рабочей жидкости при работе механизмов регулирования, реакцию на изменение нагрузки (давления на выходе), изменение частоты вращения выходного звена гидромотора при изменении подводимого расхода рабочей жидкости к рабочим полостям [13].

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

Стенд производства закрытого акционерного общества Производственное

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

путем измерения расхода рабочей жидкости при заданных значениях давления и температуры. Загрузка испытуемого гидроагрегата осуществляется путем дросселирования потока рабочей жидкости на его выходе. Стенд имеет электропривод с микропроцессорным блоком управления частотой вращения, который приводит во вращение выходной вал стенда с номинальной частотой вращения 2500 мин^{-1} , и позволяет осуществлять реверс направления вращения выходного вала. При работе стенда рабочая зона защищается специальным подвижным экраном. Требуемая температура рабочей жидкости (РЖ) поддерживается в автоматическом режиме встроенной системой термостабилизации. Измерения параметров РЖ (расхода, давления и температуры) проводятся с использованием электронных измерительных приборов, позволяющих (в случае необходимости) выводить результаты измерений на компьютер для их последующей обработки. Диапазон измерения расхода рабочей жидкости стенда до 240 л/мин, предел измерения давления до 25 МПа.

Техническое состояние гидроагрегатов оценивается путем определения наружных и внутренних утечек через уплотнения и прецизионные сопряжения их составных частей, а также давления настройки клапанных устройств. Внутренние утечки оцениваются как разность между значениями расхода РЖ на входе и выходе испытуемого гидроагрегата.

Основным недостатком стенда является то, что потребляемая мощность стенда не превышает 55 кВт, что ограничивает его использование при испытаниях аксиально-поршневых гидромашин больших объемов, значение выходного давления так же недостаточно для проведения испытаний ряда гидроагрегатов.

Наиболее близкими характеристиками к стендам сервисных центров и стендам заводов изготовителей является стенд ООО «МАСТЕР Механика» (рис. 10) (г. Москва) для ремонта гидравлики, который состоит из четырех блоков:

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Однако стенд имеет повышенное энергопотребление за счет использования электродвигателя большой мощности, нагрузочного устройства - электромотора, так же дорог в изготовлении требует значительного места для размещения всех испытательных блоков.

Стенд производства Бош Рексрот (рис. 11) предназначен для испытания насосов и гидромоторов различных типов исполнения, с механическим, гидравлическим или электроуправлением рабочим объемом до 500 см³, и давлением до 42МПа.

Одним из условий приобретения данного стенда являются четкие требования выставленные производителем компанией Бош Рексрот по организации процесса ремонта аксиально-поршневых гидромашин.



Рис. 11. Стенд Бош Рексрот

Стенд комплектуется дополнительными плитами, переходниками и технической документацией. Для приобретения стенда предприятию необходимо иметь подъемное оборудование, изолированные складские помещения, помещения для проведения обучения, моечное оборудование. Оборудование и инструмент должны быть сертифицированы. Для

восстановления гидромашин производства Бош Рексрот возможно использование исключительно оригинальных запасных частей.

Стенд подразумевает получение статуса БошГидроСервис, что делает предприятие зависимым от производителя, так же высока стоимость данного стенда с лицензией и технической поддержкой.

Стенд ИГС-01 предназначен для испытания в статическом и динамическом режимах широкой номенклатуры объемных гидроприводов отечественного и зарубежного производства с приводной мощностью до 75 кВт. Особенность испытаний заключается в оценке технического состояния гидронасоса, при помощи реверсивных дроссель-расходомеров *CT300R-SR-B-B-6 Webtec*, которые устанавливаются в линиях нагнетания.

Таким образом, анализ существующих стендов и их технических характеристик позволяет сделать следующее заключения: не все стенды позволяют полностью определять значение приводного момента и давления в широком диапазоне, проводить плавный пуск и плавную регулировку частоты вращения приводного двигателя (в диапазоне от 10 до 6000 об/мин), непосредственно во время испытаний; требуют значительного времени на проверку (не менее 2,5 часов на проверку одной гидромашин); не позволяют проводить полный комплекс испытаний аксиально-поршневых гидромашин с приводной мощностью более 70 кВт; дороги в изготовлении и приобретении, требуют лицензии и значительной площади для размещения; стенд ИГС-01 обладает всеми характеристиками необходимыми для проведения испытаний гидронасосов Eaton 6423.

1.5 Цель и задачи исследования

Отремонтированные способом замены изношенных деталей на запасные части импортные аксиально-поршневые гидроагрегаты не относятся к классу ресурсосберегающих технологий, себестоимость их ремонта непомерно высока,

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

а анализ механизмов выхода их из строя и применяемых технологий ремонта деталей позволили определить **цель исследования** – проектирование технологического процесса ремонта аксиально-поршневых гидромашин тяжелой серии Eaton 6423.

Исходя из цели исследования, в данной работе необходимо решить следующие **задачи**:

- 1) провести анализ износов деталей гидронасосов. Предложить способы восстановления изношенных деталей;
- 2) исследовать детали гидронасосов с целью определения материалов, из которых они изготовлены;
- 3) исследовать пяты плунжеров качающего узла для установления возможности снижения их повреждаемости при падении давления нагнетания;
- 3) разработать технологический процесс восстановления изношенных деталей гидроагрегатов;
- 4) определить экономическую эффективность ремонта.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

2 Теоретический анализ работы пят плунжеров

В настоящее время исследование и проектирование техники невозможно без проведения расчетов, в том числе и с применением метода конечных элементов. За последние несколько десятилетий этот метод зарекомендовал себя как средство моделирования ситуаций реальной эксплуатации изделий, в том числе исследование напряженно-деформированного состояния и работа пар трения [40-43].

2.1 Анализ состояния гидростатической разгрузки опор

Одними из наиболее нагруженных деталей качающего узла аксиально-поршневого насоса, которые определяют его долговечность, являются опоры трения поршневых элементов (башмаки), которые скользят по беговой дорожке наклонной шайбы. Эти детали работают в условиях быстропеременных силовых воздействий и скоростей. Существующие методики расчета, учитывающие лишь статические характеристики смазочных пленок, не позволяют проектировать опоры трения поршневых элементов, надежно работающие при повышенных частотах вращения качающих узлов насосов. Это связано с тем, что при достижении некоторого уровня частот вращения, силы, зависящие от нестационарности процессов в смазочных пленках опор трения, возрастают до таких величин, что их нельзя не учитывать при расчете конструктивных параметров соответствующих элементов. Высокие требования к к.п.д. современных гидронасосов привели к ограничению расходов рабочей жидкости на смазку опор трения, тем более, что в гидросистемах с повышенным давлением в напорной магистрали даже сравнительно малые расходы на смазку опор приводят к значительному снижению к.п.д. насоса. Особенно актуально требование уменьшения утечек рабочей жидкости в насосах малых типоразмеров. Это привело к тому, что в настоящее время в насосах малых типоразмеров применяется в основном частичная гидростатическая разгрузка

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

опор трения, которая обеспечивает малые расходы рабочей жидкости на этот элемент, но приводит к тому, что в опоре преобладает смешанный режим трения. Смешанный режим трения приводит к повышенному износу рабочей поверхности опоры и, как следствие, к снижению ресурса насоса. Однако потребность в увеличении ресурса гидронасосов приводит к необходимости более детального исследования процессов, происходящих в опорах трения гидрообъемных насосов [5].

Исследования проведенные нами и в ООО «Агросервис» [44-46] показывают, что у гидронасосов различных производителей процент отказов из-за предельного износа гидростатических опор поршней различна. Так например, в период 2015-2016 годов доля таких отказов у насосов и моторов производства ОАО «Салаватгидромаш» составила 20 %, а для Eaton за тот же период доля таких отказов 50 %, по аналогичным маркам агрегатов других производителей данные также сильно разнятся. В связи с этим целью наших исследований стало изучение конструкций гидростатических опор и напряжений возникающих в них в процессе работы [9-11].

Гидростатическая опора – это опора, в которой нагрузка полностью или частично воспринимается силами гидростатического давления жидкости принудительно подаваемой в зазор между сопрягаемыми деталями опоры [44].

Тангенциальная составляющая T нормальной к плоскости наклонного диска силы реакции N на действие силы давления жидкости P_p вызывает, кроме обеспечения крутящего момента на блоке цилиндров, одностороннюю поперечную нагрузку плунжера (рис. 12). Вследствие этого повышается местное трение плунжера о стенки цилиндра, который формирует его эллипсоподобное поперечное сечение, и при значительном контактном напряжении может приводить к смятию материала цилиндра и поршня.

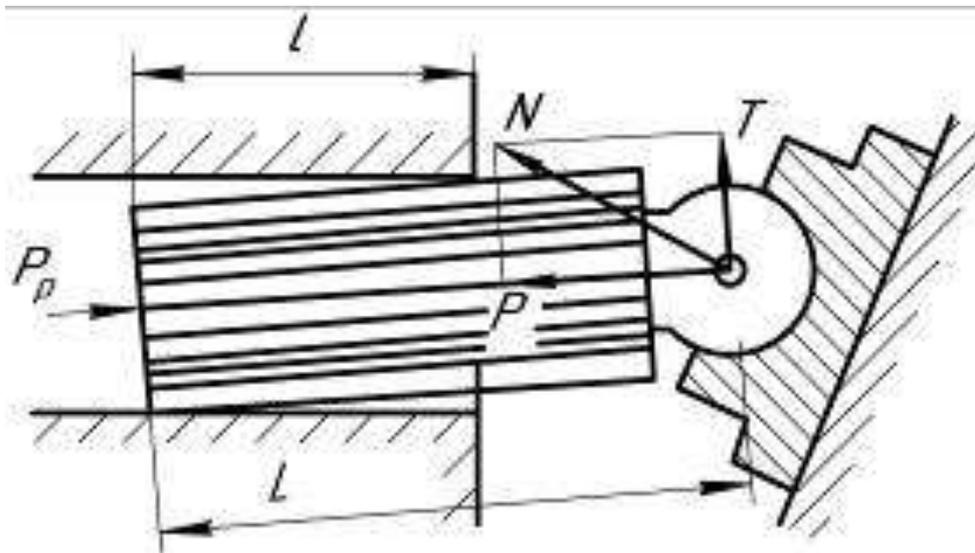


Рис. 12. Схема поперечной нагрузки плунжера в цилиндре

При сохранении конструктивной схемы контактирующих элементов гидромашины с наклонным диском, как это приведено на рис. 12, предотвращение негативных последствий поперечной нагрузки плунжера достигается обеспечением определенного соотношения общей длины L плунжера и его остаточной длины l в цилиндре при максимально выдвинутому положении. Количественное соотношение длин L и l определяется прочностными расчетами.

Для уменьшения напряжения в зоне контакта подвижного плунжера и неподвижного наклонного диска аксиально-поршневой гидромашины используют гидростатическую разгрузку опор (рис. 13, а).

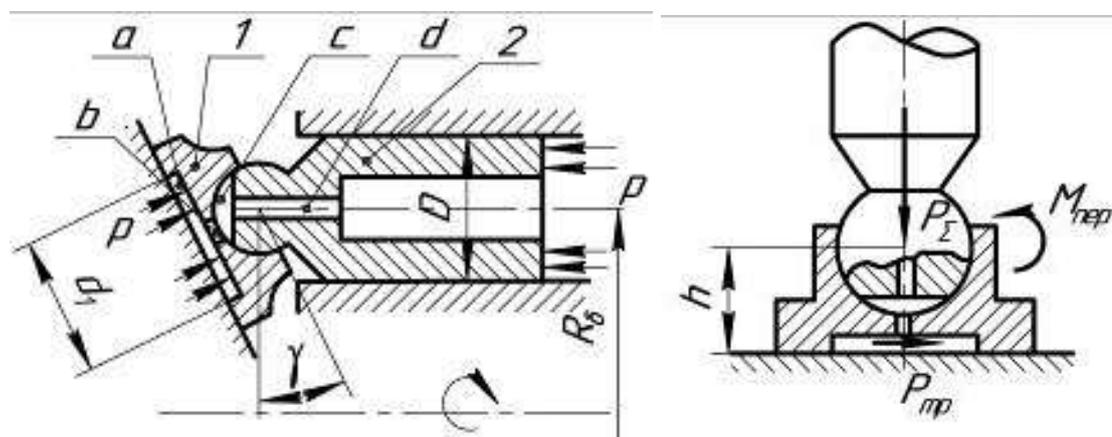


Рис. 13. Схема гидростатической опоры плунжера

Для этого со стороны торцевой поверхности в опоре (башмака) 1 выполнена цилиндрическая камера а диаметром d_1 , которая через осевое сверление b и дроссельное отверстие d плунжера 2 соединена с подплунжерным пространством. Через перечисленные каналы рабочая жидкость с давлением p попадает в камеру а и обуславливает силу давления (усилие отжима) на торцевой поверхности опоры, которая направлена нормально к плоскости наклонного диска и частично уравнивает осевое усилие давления на плунжер 2. Одновременно осуществляется частичная разгрузка сферической головки плунжера 2 действием давления жидкости на срез части сферы в камере с. Рабочая жидкость обеспечивает также смазку контактирующих поверхностей сферического соединения опоры 1 и плунжера 2 и торцевой поверхности опоры 1 за счет утечек жидкости между ней и наклонным диском.

Расчет необходимой площади торцевой поверхности опоры плунжера проводят исходя из баланса действующих на опору сил – усилия гидравлического прижима опоры к наклонному диску, усилие центральной пружины и усилия гидравлического отжима опоры от наклонного диска. Необходимо суммарное усилие P_{Σ} для обеспечения надежного прижима опоры 1 к наклонному диску во многом определяется параметрами аксиально-поршневой машины – давлением рабочей жидкости p , углом наклона наклонного диска γ , угловой скоростью ротора ω и др.

Для предотвращения смятия материала опоры 1 увеличивают площадь ее торцевой поверхности без нарушения баланса действующих сил за счет разгрузки части поверхности выполнением кольцевой канавки с дренажными проливами по аналогии с частичной разгрузкой торцевого распределителя.

Вращательное движение опоры 1 относительно наклонного диска аксиально-поршневой гидромашины вызывает появление опрокидывающего момента $M_{пер}$, который стремится развернуть опору относительно центра O ее сферического соединения с плунжером 2. Опрокидывающий

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

видно что для исследования работы пят гидростатических опор необходимо проведение исследований не только напряженно-деформированного состояния [13], но и гидродинамического анализа.

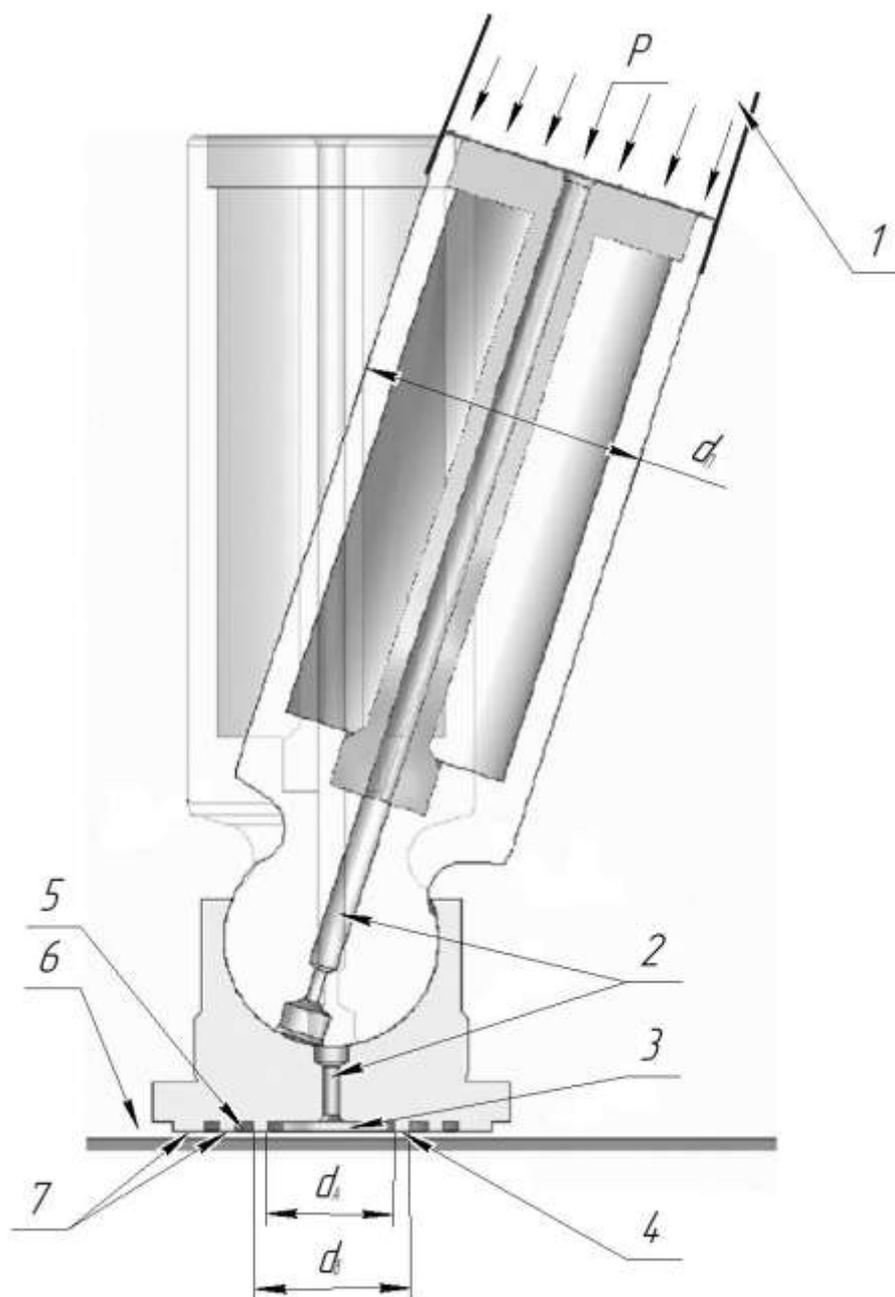


Рис. 14. Схема гидростатической разгрузки поршня: 1 – полость цилиндра, 2 – отверстие для подачи жидкости, 3 – камера подошвы, 4 – уплотнительный пояс, 5 – дренажная канавка, 6 – дренаж корпуса, 7 – опорные поверхности.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

44

деформация столь велика, что существенно превышает величину номинального гарантированного расчетного зазора гидростатической опоры, который составляет 10мкм. В этой ситуации башмак ложится своими дополнительными опорными поясками на наклонный диск. Это приводит к тому, что площадь опорных поясков исключается из площади, по которой происходит отжим, нарушается баланс прижимных - отжимных сил и начинается интенсивный износ опоры. Другим результатом деформации втулки гидростатической опоры является изменение формы зазора между гидростатической опорой и диском. Это приводит к изменению формы жидкостной пленки, а значит и ее гидравлических параметров, что отражается на всем функционировании опоры.

Полученные таким образом математические формулы и преобразования учитываем при моделировании нагрузок в пятах.

2.2 Моделирование нагрузок пят плунжеров

Объемные аксиально-поршневые машины широко используются с современных комбинированных системах управления объектами различного назначения. Они способны обеспечить получение больших усилий и мощностей при ограниченных массово-габаритных показателях, высокое быстродействие, плавное регулирование скорости [1].

При исследовании отказов гидромашин Eaton серии 6423 было установлено, что в процессе работы при их длительной эксплуатации возникают отказы по причине катастрофического износа пят плунжеров. Для снижения повторяемости данного дефекта было предложено исследовать работу пят при помощи метода конечных элементов и по возможности предложить варианты решения представленной проблемы.

Для этого в настоящее время нами собрана информация о наиболее распространенных конструкциях пят гидронасосов различных фирм производителей, данные представлены в табл. 1.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Таблица 1 – Конструкция пят гидронасосов различных фирм производителей

Пята	Марка насоса	Пята	Марка насоса
	Rexroth A4VSO, Rexroth A4VG, Linde HPR Kawasaki K3V63, Kawasaki KVC		Rexroth A11VO Liebherr LPVD
	ГСТ-90, 112 (Салават-гидромаш, Гидросила) Komatsu HPV		Rexroth A10VSO UCHIDA A10VD, UCHIDA A10FL25 Kawasaki MAG, Kawasaki GM
	Eaton 6423		Kawasaki MX, Kawasaki M2X, Kawasaki M5X

Проводя анализ представленных конструкций можно сделать следующие выводы:

- во-первых, представленные пяты можно поделить на три вида – с широким наружным пояском (Kawasaki, UCHIDA), пяты с большим количеством связанных между собой узких кольцевых канавок (Rexroth, Салаватгидромаш, Linde), пяты с маленькой дренажной канавкой и широкими кольцевыми канавками (Eaton);

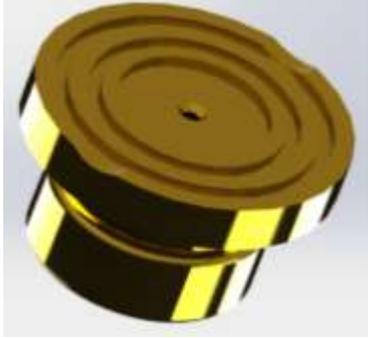
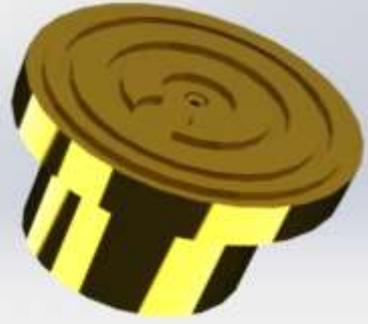
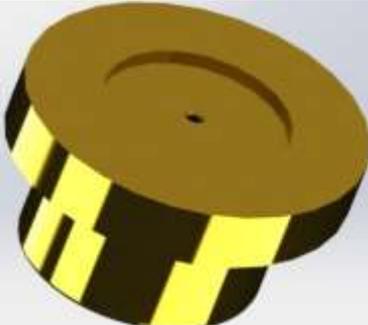
- во-вторых, проточки между поясками большинство производителей

стараяются делать симметрично (однако у гидронасосов Eaton проточка всего одна);

- в-третьих, для снижения перетечек масла при разгрузке поршней отверстие в пяте уменьшили до 1 – 1,5 мм (по сравнению с гидромашинами старых серий).

В дальнейшем в программе SolidWorks были созданы геометрические модели пят представленных конструкций табл. 2, с последующим созданием сетки высокого качества (основные параметры сетки и ее разрез, так же представлены в таблице).

Таблица 2 – Геометрические модели гидростатических опор

Наименование опоры, свойства сетки	Геометрическая модель	Эпюра сетки (разрез)
Гидростатическая опора Sauer Danfoss Сетка на основе смешанной кривизны Макс. размер 0,33 мм Мин. размер 0,066 мм Кол-во узлов 823059 Кол-во элементов 584000		
Гидростатическая опора Eaton 6423 Сетка на основе смешанной кривизны Макс. размер 0,363 мм Мин. размер 0,072 мм Кол-во узлов 1257535 Кол-во элементов 898665		
Гидростатическая опора Rexroth Сетка на основе смешанной кривизны Макс. размер 0,330 мм Мин. размер 0,066 мм Кол-во узлов 510401 Кол-во элементов 360644		

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

49

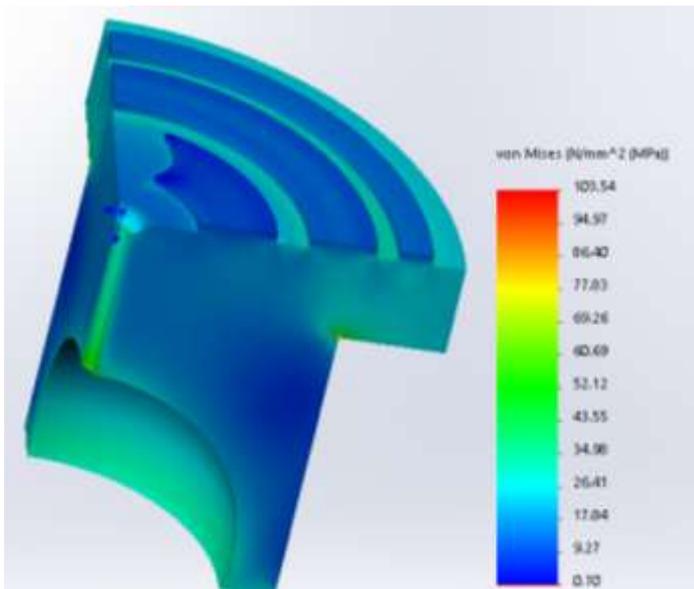
в [44]).

Результаты проведенным экспериментов представлены в таблице 3 и на рисунке 18.

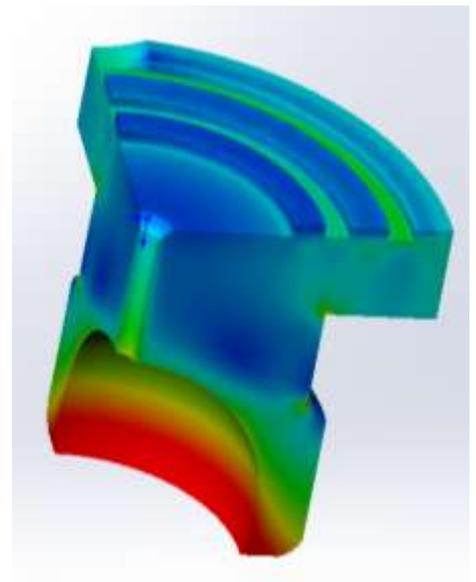
Таблица 3 – Значения напряжений по Мизесу возникающих в гидростатических опорах (при 27 МПа).

Гидро-статическая опора	Максимальные напряжения, МПа	Минимальные напряжения, МПа	Средние напряжения возникающие на поверхностях уплотнительных поясков (max/min), МПа	Средние напряжения в камере (max/min), МПа
Eaton 6423	103,99	0,69	21,60 (34,65/13,71)	12,75 (15,72/10,27)
Sauer Danfoss	221,20	2,07	16,39 (27,01/9,76)	13,87 (21,82/8,8)
Liebherr	91,50	2,95	23,14 (39,49/16,15)	16,86 (24,1/12,87)
Rexroth	79,99	6,59	26,25 (38,88/20,36)	24,09 (26,45/18,09)
ГСТ-90	103,54	0,36	20,64 (30,6/16,03)	14,14 (20,9/9,6)
ГСТ-112	100,45	6,00	22,32 (33,5/11,03)	21,36 (26,61/14,73)

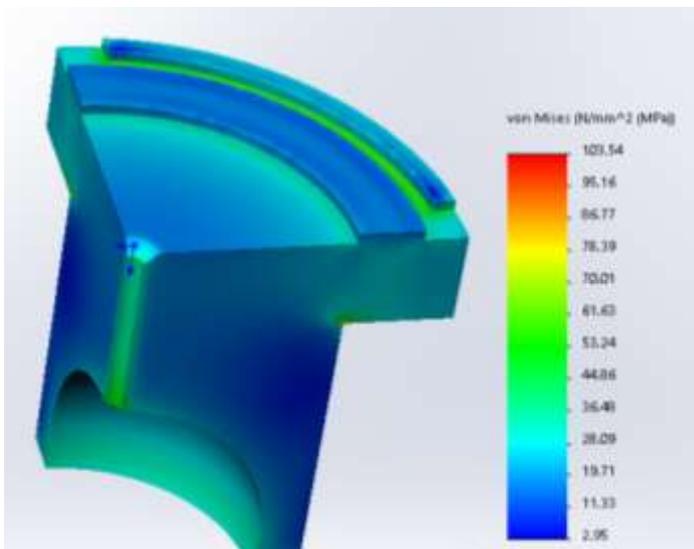
Проводя анализ результатов таблицы 3 можно сказать о следующем: максимальные напряжения возникают в опорах Sauer Danfoss (221,20 МПа), из рис. 18б видно, что причиной этого является особенность конструкции – место перехода; по значениям минимальных напряжений отметим, что они соответствуют пятам с большим количеством опорных и уплотнительных поясков (рис. 18 б, д); по средним значениям напряжений минимальные значения у опор Sauer Danfoss, далее следуют опоры ГСТ (рис. 18 д, е), наибольшие значения у Liebherr и Rexroth (рис. 18 в, г); по средним значениям в камере опоры наилучшее значение показывает разгрузка Sauer (13,87 МПа).



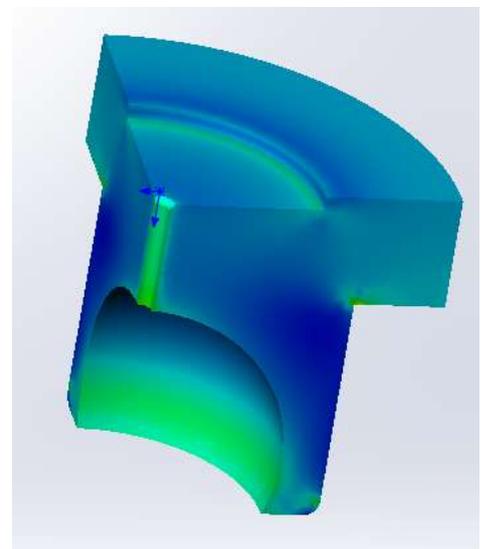
а



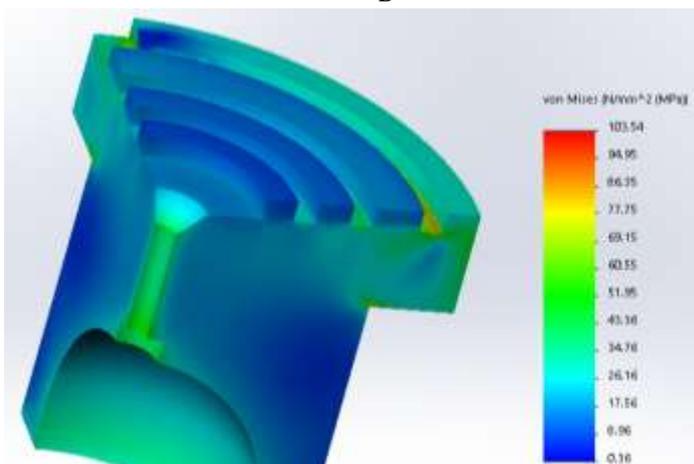
б



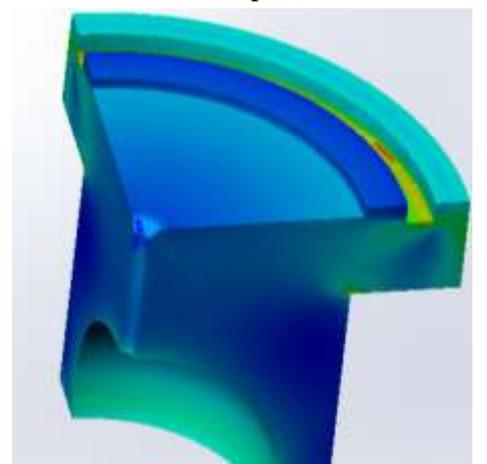
в



г



д



е

Рис. 18. Напряженно-деформированное состояние гидростатических опор:
 а – Eaton, б – Sauer Danfoss, в – Liebherr,
 г – Rexroth, д – ГСТ-90, е – ГСТ-112

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

52

Обобщив полученный результат мы пришли к следующему выводу: наилучшие значения средних напряжений соответствуют опорам Sauer Danfoss.

Второй этап нагружения с повышением нагрузок до 42 МПа отражен в таблице 4.

Таблица 4 – Значения напряжений по Мизесу возникающих в гидростатических опорах (при 42 МПа).

Гидростатическая опора	Максимальные напряжения, МПа	Минимальные напряжения, МПа	Средние напряжения возникающие на поверхностях уплотнительных поясков, МПа	Средние напряжения в камере, МПа
Eaton 6423	165,04	1,10	20,06	33,97
Sauer Danfoss	346,99	3,09	21,81	25,79
Liebherr	144,98	4,63	26,52	36,40
Rexroth	126,53	10,25	37,89	41,32
ГСТ-90	162,84	0,57	22,77	32,50
ГСТ-112	157,93	9,31	35,11	33,62

Анализируя полученные в таблице 4 результаты, получим следующие данные: с увеличением номинального давления с 27 до 42 МПа происходит значительный рост средних напряжений в камере опоры (в 1,8 – 2,5 раза), при этом рост средних напряжений на опорных поверхностях идет незначительно (в 1,1 – 1,4 раза).

Таким образом, в гидростатических опорах применяемых в насосах Sauer Danfoss возникающие напряжения на опорных поверхностях и в камере должны обеспечивать наилучшую разгрузку, а следовательно и работоспособность.

3 Методические основы и результаты экспериментальных исследований

3.1 Программа исследований

Для реализации поставленных задач был разработан план проведения мероприятий.

На первом этапе был проведен анализ причин отказов гидронасосов. Он позволил выявить детали, к поверхностям которых необходимо применить методы восстановления их геометрических параметров.

Вторым этапом проводились микрометражные исследования изношенных деталей вышедших из строя насосов для выбора рациональных схем ремонта агрегатов.

3.2 Исследование износов деталей

Долговечность аксиально-поршневых гидромашин в основном зависит от работы деталей распределительных и поршневых пар, как правило, их изготавливают из высококачественных материалов. Несмотря на качественное изготовление составляющих пары, они все же имеют ограниченную износостойкость. К тому же применение дефицитных материалов значительно удорожает производство. Однако достоверных данных о материалах используемых для производства качающих узлов рассматриваемых гидромашин в свободном доступе не имеется, а технологии восстановления гидромашин являются закрытой информацией. В связи с этим разработка доступной технологии восстановления гидронасосов в современных условиях является актуальной задачей.

Для определения материалов качающего узла был определен химический состав элементов при помощи оптико-эмиссионного спектрометра на CCD-основе для анализа металлов BRUKER Q4 TASMAN (рис. 19).

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54



Рис. 19. Оптико-эмиссионный спектрометр Q4 TASMAR

Данные по составу материалов деталей качающего узла гидронасоса Eaton 6423 представлены в таблицах 5-9.

Таблица 5 – Химический состав материала пят

Состав элементов в %				
Zn	Mn	Fe	Al	Cu
35-36	3-4	до 1	1-2	61-63

Таблица 6 – Химический состав материала упора

Состав элементов в %		
C	Mn	Si
0,85	до 1	до 1

Таблица 7 – Химический состав материала стального распределителя

Состав элементов в %			
C	Mn	Cr	Ni
0,55	до 1	до 1	до 1

Таблица 8 – Химический состав материала распределителя из цветного металла

Состав элементов в %			
Pb	Sn	Ni	Cu
9-10	8-9	до 1	76-77

Таблица 9 – Химический состав материала поршня

Состав элементов в %		
C	Mn	Cr
0,45	0,9 – 1,1	0,9 – 1,1

Полученные химические составы позволили установить марки материалов для изготовления деталей качающего узла гидронасоса:

- для материала упора используется сталь AISI G10860, аналог по ГОСТ 14959 сталь 85;
- для стального распределителя – сталь легированная AISI A3150, аналог по ГОСТ 4543 сталь 50ХН;
- для распределителя из цветного материала – бронза ASTM В 584, аналог по ГОСТ 613 БрО10С10;
- для поршня – сталь AISI 1045, аналог по ГОСТ 4543 сталь 45ГС;
- для пят – применяется латунь AISI С86400 (CuZn35AlFeMn).

Проводя сравнение материалов качающих узлов гидромашин с аналогами видно, что материалы незначительно различаются по химсоставу, а следовательно и по своим свойствам.

Микрометражным исследованиям подвергались блок цилиндров и распределитель гидронасоса Eaton 6423. Общий вид деталей гидронасоса представлен на рисунке 20.



а



б

Рис. 20. Общий вид деталей гидронасоса:

а - блок цилиндров, б – распределитель

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

56

Дефекты поверхностного слоя деталей (царапины, риски, сколы) определялись внешним осмотром, остальные – инструментальным методом контроля с помощью профилографа-профилометра «Тэйлор Хобсон» (рис. 18).

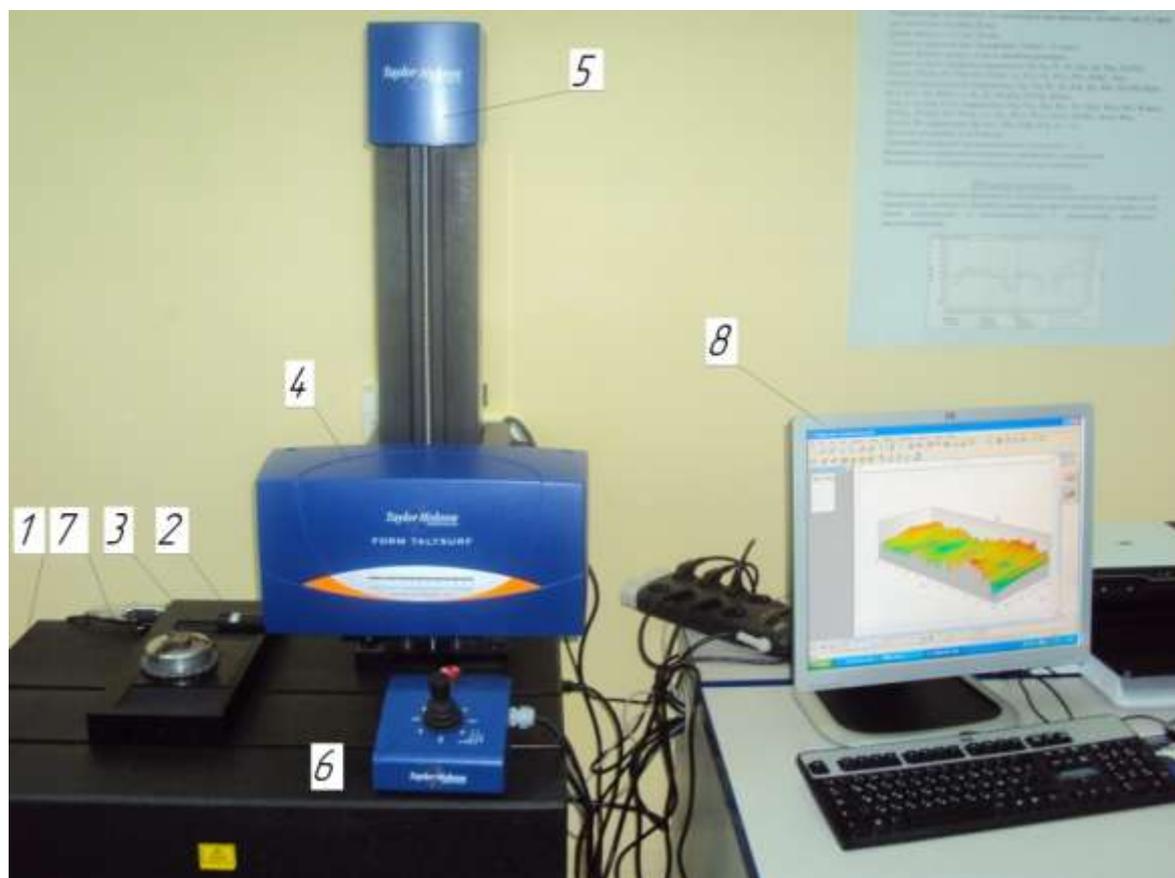
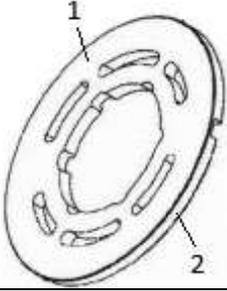
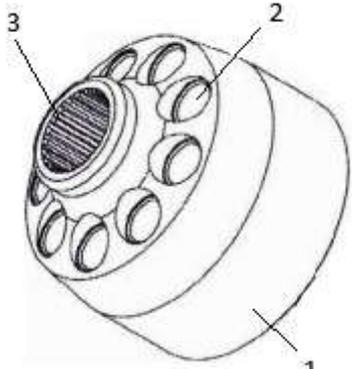


Рис. 21. Профилограф-профилометр «Тэйлор Хобсон» 1 – гранитный стол; 2 – индуктивный датчик; 3 – щуп; 4 – блок с ходовой кареткой перемещения щупа в горизонтальной плоскости; 5 – моторизированная стойка перемещения щупа в вертикальной плоскости; 6 – пульт ручного управления перемещения щупа; 7 – топографический столик; 8 – ПК с программным обеспечением управления щупом

Перечень и коэффициенты повторяемости дефектов распределителя и блока цилиндров представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Повторяемость дефектов блока цилиндров и распределителя гидронасоса Eaton 6423

Деталь насоса	Дефект детали	Эскиз	Коэффициент повторяемости дефекта
Распределитель (стальной, латунный)	Трещины, задиры, риски (1)		0,96
	Износ по высоте (2), деформация		0,59
Блок цилиндров	Трещины, задиры, риски (1)		0,65
	Износ втулок блока цилиндров (2)		0,94
	Износ шлицев (3)		0,24
	Износ блока цилиндров по высоте		0,91

По эшюрам износа поверхностей определялись максимальные величины и объем износа распределителя S_1 и блока цилиндров S_2 . Затем определялся суммарный объем износа в соединении «распределитель – блок цилиндров»

$$V_{\text{сум}} = V_1 + V_2, \text{ мм}^2, \quad (1)$$

где V_1 – максимальная площадь износа распределителя, мм^3 ; V_2 – максимальная площадь износа блока цилиндров, мм^3 .

Объем износа распределителя находится в пределах 12,23...95,54 мм^2 . Объем износа блока цилиндров находится в пределах 8,6...24,13 мм^2 . Суммарный объем износа находится в пределах 24,11...113,25 мм^2 .

Исследования износов распределителя и блока цилиндров показали, что в среднем распределитель изношен в 2,5-3 раза больше блока. Наибольшему износу подвержены уплотняющие кромки распределителя. Это говорит о том, что основным механизмом изнашивания соединения «распределитель – блок цилиндров» является гидроабразивное изнашивание.

3.3 Обоснование необходимой толщины слоя металлопокрытия

Восстановление изношенных поршней, втулок блока цилиндров и отверстий корпусов включает в себя механическую обработку для устранения следов износа и исправления геометрической формы, а также нанесение на тела вращения (поршни) слоя металлопокрытия, компенсирующего суммарный износ сопряжения, и припуск на механическую обработку.

Анализ данных таблицы 8, позволяет определить необходимую толщину наносимого слоя металлопокрытия.

Исходя из увеличения первоначального зазора в сопряжении новых деталей, определим суммарный износ:

$$U_{max} = D_{max} - d_{min} - z_{tex\ cp},$$

где U_{max} – максимальный суммарный линейный износ сопряженных поверхностей, мм;

$D_{max} - d_{min}$ – максимальный и минимальный размеры деталей сопряжения, соответственно, мм;

$z_{tex\ cp}$ – средний технологический зазор в сопряжении новых деталей, мм.

Для поршневой пары ($z_{tex\ cp} = 25$ мкм):

$$U_{max} = 84 - 25 = 59 \text{ мкм.}$$

Слой металлопокрытия должен не только компенсировать суммарный износ, но и припуск на механическую обработку изношенных деталей, поэтому припуск на развертывание отверстий на 30% больше максимальной погрешности геометрической формы восстанавливаемого отверстия [89, 90].

$$2Z_{min} = \delta_{max} \cdot 1,3$$

где δ_{max} - максимальное отклонение геометрической формы отверстия, мкм.

Для втулки:

$$2Z_{min} = 25 \cdot 1,3 = 32,5 \text{ мкм.}$$

Принимаем припуск на механическую обработку для всех равным 35 мкм.

Электроискровая обработка позволяет получить равномерный по толщине слой металлопокрытия с шероховатостью $R_a = 8 - 10$ мкм. Для уменьшения

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

шероховатости нанесенного слоя на поверхности восстановленных деталей будем применять шлифовку на бесцентрошлифовальном станке. Примем диаметральный припуск на обработку поршня $2z_{min} = 30$ мкм.

Определив максимальный суммарный износ и припуски на механическую обработку, определим максимальный слой металлопокрытия на сторону:

$$M_{max} = (U_{max} + 2Z_{min} + 2z_{min})/2 ,$$

$$M_{max n} = (59 + 35 + 30)/2 = 62 \text{ мкм.}$$

Таким образом, анализ расчетов показал, что для восстановления необходимого технологического зазора в сопряжениях необходимо нанести на поверхность поршней слой металлопокрытия не более 124 мкм.

3.4 Обоснование способа восстановления поворотной опоры

При ремонте повреждения люльки из-за выхода из строя пят плунжеров предлагается осуществлять постановкой дополнительной детали, заменяющей опору пят. Для этого необходима дополнительная обработка привалочной поверхности под опору в люлке на величину равную толщине приставного дна минус толщина опоры.

Схема механизма поворотной люльки гидронасоса Eaton 6423 представлена на рис. 22.

Как видно из рис. 22 на изменение толщины люльки 2 будут оказывать влияние толщина упора 3 и приставного дна 1, то есть итоговая толщина люльки будет зависеть от имеющегося приставного дна (предлагается приставное дно гидронасосов ГСТ-90) и толщины опоры пят гидронасоса Eaton 6423.

Исходя из этого, целью исследования являлось определение допустимой глубины обработки люльки.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

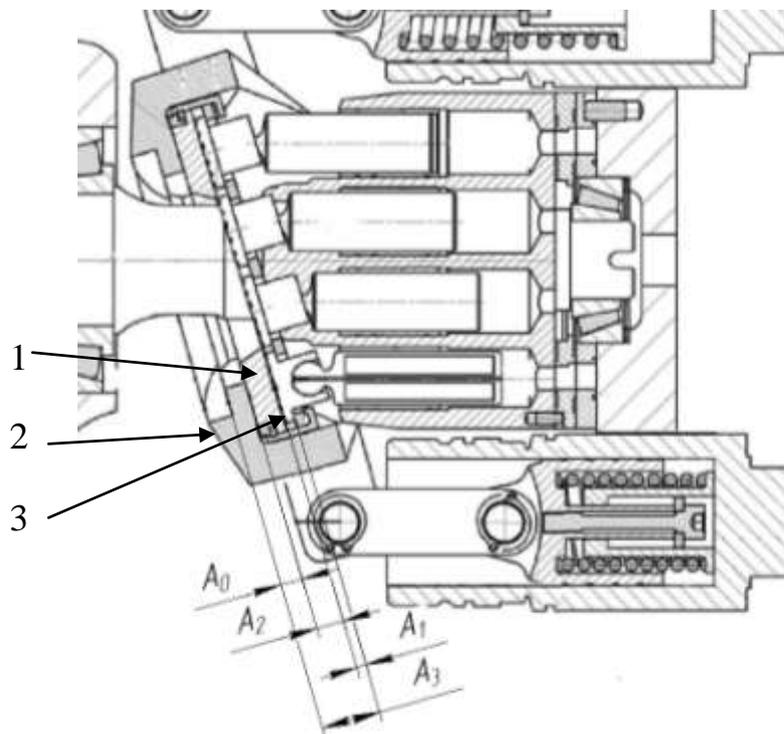


Рис. 22. Схема качающего узла: A_1 – толщина упора пят; A_2 – толщина приставного дна;
 A_3 – расстояние от базовой плоскости люльки до пяты;
 A_0 – толщина люльки.

Для достижения поставленной цели воспользовались решением задач методами размерного анализа. Рассмотрим размерную цепь, представленную на рис. 23, где замыкающим звеном A_0 является допустимая глубина обработки, при которой не происходит разгерметизация гидростатических опор (пят). В размерную цепь входят следующие составляющие звенья:

A_1 – толщина упора, принимаем, $A_1 = 1,5^{+0,10}$ мм;

A_2 – толщина приставного дна, $A_2 = 8,5_{-0,05}$ мм;

A_3 – расстояние от базовой плоскости люльки до пяты, определялось на новых качающих узлах микрометражными исследованиями, $A_4 = 18,0^{+0,15}$ мм.

Допустимую толщину приставного дна определим методом максимума-минимума решением обратной задачи.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

62

$$T_0 = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i,$$

где T_i - допуск i -го звена размерной цепи, равный

$$T_i = \Delta_{\epsilon_i} - \Delta_{\eta_i}.$$

г) Рассчитывали предельные отклонения замыкающего звена по формулам

$$\Delta_{\epsilon_0} = \Delta_0 + \frac{T_0}{2},$$

$$\Delta_{\eta_0} = \Delta_0 - \frac{T_0}{2}.$$

Подставив числовые значения в формулы представленные выше, получили:

а) Номинальный размер замыкающего звена

$$A_0 = (1 \cdot 18) + (-1 \cdot 8,5) + (-1 \cdot 1,5) = 8 \text{ мм.}$$

б) Координаты середины полей допусков:

- составляющих звеньев:

$$\Delta_1 = \frac{0,1 + 0}{2} = 0,05 \text{ мм,}$$

$$\Delta_2 = \frac{0 - 0,05}{2} = -0,025 \text{ мм,}$$

$$\Delta_3 = \frac{0,05 + 0}{2} = 0,025 \text{ мм,}$$

- замыкающего звена

$$\Delta_0 = (-1 \cdot 0,05) + (-1 \cdot (-0,025)) + (-1 \cdot 0,025) = -0,05 \text{ мм,}$$

в) Допуски:

- составляющих звеньев:

$$T_1 = 0,1 - 0 = 0,1 \text{ мм,}$$

$$T_2 = 0 - (-0,05) = 0,05 \text{ мм,}$$

$$T_3 = 0,05 - 0 = 0,05 \text{ мм,}$$

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

- замыкающего звена

$$T_0 = 0,1 + 0,05 + 0,05 = 0,2 \text{ мм.}$$

г) Предельные отклонения замыкающего звена

$$\Delta_{e_0} = 0 + \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ мм,}$$

$$\Delta_{n_0} = 0 - \frac{0,2}{2} = -0,1 \text{ мм.}$$

Проведенные расчеты показывают, что в качающих узлах допустимая глубина проточки люльки составляет 8 мм с предельными отклонениями $\pm 0,1$ мм. Тогда действительный размер люльки должен находиться в пределах 7,9...8,1 мм.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

4 Разработка технологического процесса ремонта гидронасоса Eaton

6423

В настоящее время вследствие дороговизны энергоресурсов, самым эффективным методом восстановления, из технологически возможных, является электроискровая обработка (ЭИО) металлов, широко используемая в настоящее время [30-32, 34, 35]. Данный метод был использован нами при восстановлении деталей гидронасоса. Технологический процесс восстановления вынесен в приложение.

Ремонт гидронасосов должен производиться на специализированном участке, квалифицированными рабочими, прошедшими обучение. Помещение, в котором производится ремонт, должно быть изолировано от других производств и удовлетворять требованиям 2 категории по ОСТ 3-2384-74. Мойка гидромашин, их неразъемных частей и деталей должна осуществляться в отдельном помещении в машине моечной ОМ-5360 или аналогичной в растворах моющих средств «МР-25» ТУ 8110-003-11850138-99 концентрации 50-100 г/л, температура раствора 60-80⁰С.

Микрометражные измерения и дефектацию осуществлять по методике представленной в технологическом процессе. При наличии на распределительных и поршневых парах дефектов, не подлежащих восстановлению детали браковать и заменять на новые или бывшие в эксплуатации, но годные к дальнейшему использованию. Если распределительные и поршневые пары не имеют выбраковочных дефектов - детали пар подвергнуть технологическому воздействию.

Распределительные пары.

Если на поверхностях распределителя и напайки блока цилиндров имеются следы износа и отклонения от технологических параметров – притереть поверхности деталей до выведения следов износа. Если после притирки толщина деталей меньше допустимого технологического размера – детали браковать и

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

заменять на новые или бывшие в эксплуатации, но годные к дальнейшему использованию. Допустимые размеры деталей: для распределителя толщина не менее 7,5 мм, для блока цилиндров высота напайки не менее 0,5 мм.

При восстановлении соединения блок цилиндров – распределитель проводить выведение следов износа распределителя и блока цилиндров на станке 3ШП-320 с помощью притирочных эльборовых паст ЛП М3-М2. При механизированной обработке длина хода поводка 20 мм, частота вращения $n = 90$ об/мин, время доводки $t_{обр} = 20$ мин, число двойных ходов поводка в минуту – 40. Нагрузка на детали при обработке – 0,5 – 1,5 кгс/см².

После выведения следов износа проводить контроль прилегания распределителя и блока цилиндров краской «Берлинская лазурь» согласно ТУ 22–1.020–546–2003, пятно контакта не менее 100%.

Поршневые пары.

Перед восстановлением проверить люфт в соединении плунжер – пята. Если люфт превышает значения в 0,15 мм плунжер браковать. Также определить наименьшую толщину пяты плунжера, она должна составлять не менее 5,14 мм.

Если радиальный зазор в соединении «втулка блока цилиндров – плунжер», $z > 65$ мкм проводить электроискровую наплавку на плунжер с последующей доводкой плунжера и втулок блока цилиндров до получения нормативных технологических параметров: технологический зазор $z = 0,020 – 0,040$ мм.

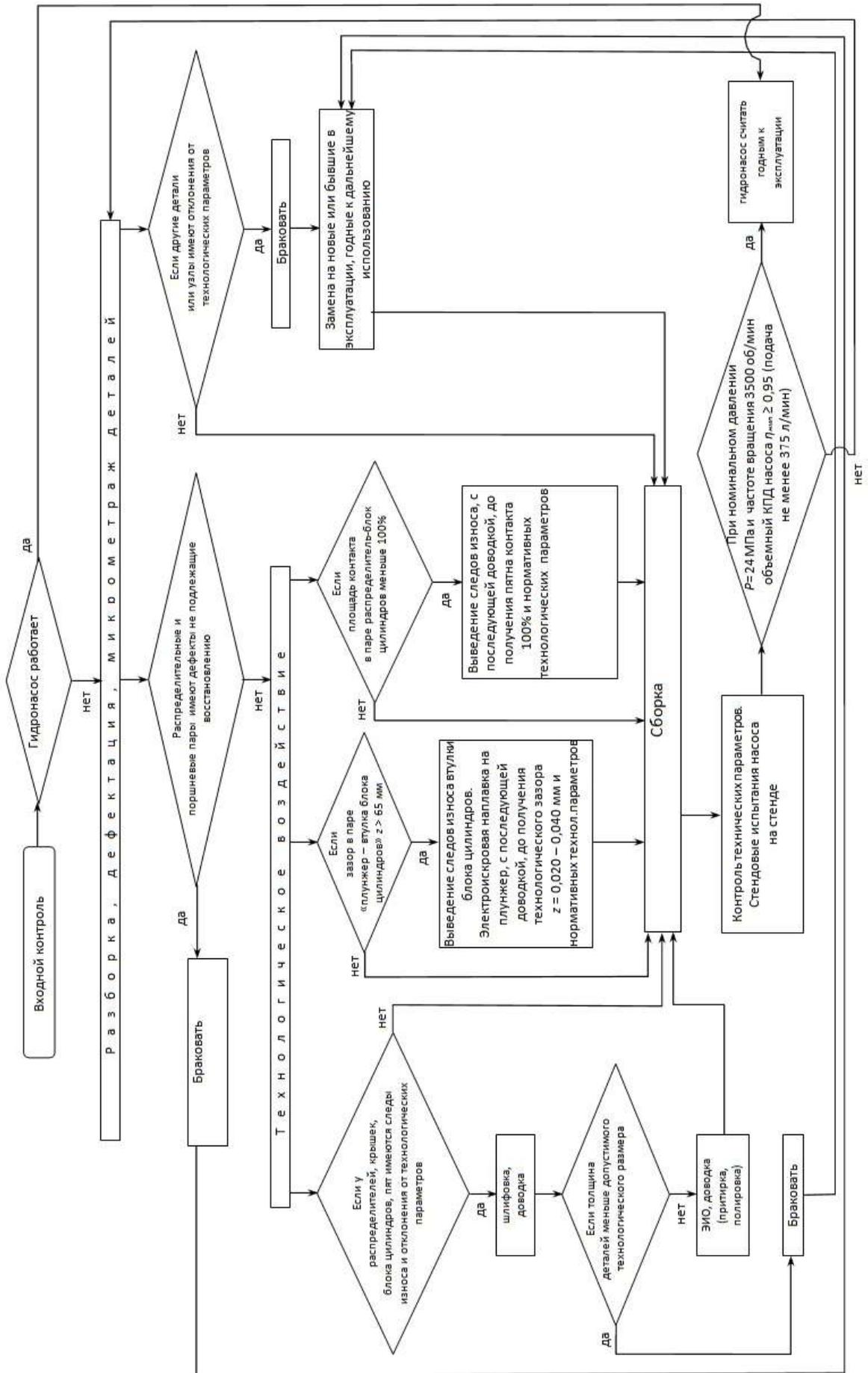
При доводке втулок блока цилиндров использовать алмазные развертки производства НПО «Микрон», движение притира – возвратно-поступательное.

Электроискровую наплавку на поршень проводить согласно рациональным технологическим режимам: скорость подачи электрода $V_s = 0,25$ мм/мин, энергия искрового разряда $W = 4,25$ Дж, частота подачи искрового разряда $\nu_{и} = 400$ Гц.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Использовать токарно-центровой станок 1К62М, установку «Алиер-31», специальное приспособление для базирования и закрепления плунжера, микрометр рычажный 0 – 25 ГОСТ 6507–90 с точностью 0,001 мм.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Рис. 24 – Этапы технологического процесса

При шлифовке плунжеров использовать бесцентрошлифовальный станок 3В182. Частота вращения шлифовального круга $n_d = 1800$ об/мин, частота вращения ведущего круга 20 об/мин., подача тонкая 1 мкм/об.

После шлифовки промыть детали в керосине, а затем промыть и обезжирить бензином-растворителем Нефрас С2-80/120.

При контроле деталей допустимые отклонения формы не более 0,004 мм.

При чрезмерном износе пят (высота разгрузочных поясков менее 0,5 мм) произвести их замену на пяты улучшенной конструкции (на базе пят Sauer Danfoss, см. главу 2). После сборки проверить люфт пят, допускается не более 0,1 мм.

Поворотную плиту при повреждении опорной поверхности расточить под приставное дно на глубину 7,9...8,1 мм. При сборке применять приставное дно высотой не менее 8,1 мм.

Если другие детали или узлы гидронасоса (валы, корпуса, крышки, пружины, стопорные кольца и т.д.) имеют отклонения от технологических параметров – браковать и заменять на новые или бывшие в эксплуатации, но годные к дальнейшему использованию.

Перед сборкой все детали промыть в бензине (Нефрас С-2-80/120 ТУ38.401–67–108–92, бензине – растворителе ГОСТ 3134–78), кроме деталей из резины и осушить сжатым воздухом (сжатый воздух ГОСТ–17433). Детали из резины протереть х/б салфеткой, смоченной в бензине.

Сборку изделия проводить в условиях, исключающих их повреждение и обеспечивающих защиту внутренних полостей от загрязнения.

Все трущиеся поверхности должны быть смазаны рабочей жидкостью с обеспечением чистоты не хуже 12 класса по ГОСТ 17216-2001.

Сборка изделия не должна производиться с применением ударов по деталям, при необходимости использовать специальные оправки, выколотки.

Контроль работоспособности. Методика контроля работоспособности представлена в табл. 12, проводить ее следует на стенде ИГС-01 (или его

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

аналоге) с получением объемной подачи насоса, потребляемой мощности и объемного КПД гидромашин. Если при $n = 3500$ об/мин и номинальном давлении $P = 24$ МПа, объемный КПД гидронасоса $\eta_{но} \geq 0,95$ и подача Q_n не менее 375 л/мин гидронасос считать годными к эксплуатации.

Если гидронасос не развивает нормативных параметров – агрегаты отправлять на повторный ремонт.

4.1 Проектирование маршрута обработки

При использовании настоящего технологического процесса допускается замена в нем оборудования и оснастки другими оборудованием и оснасткой, обеспечивающими заданные параметры обработки и измерения элементов (поверхностей).

Нам основе предыдущих рекомендаций (п. 4.1) разработан маршрут технологического процесса (таблица 12).

Таблица 12 – Маршрут технологического процесса ремонта гидронасоса

№ оп.	Наименование и содержание операций	Оборудование	Приспособление и инструмент
005	Слесарная 1. Разобрать гидронасос	Верстак ОРГ1468-01-060А	Набор гаечных ключей DT511220, набор шестигранных ключей.
010	Моечная Промыть детали насоса в растворе моющего средства ТОС «МР-25» концентрации 50-100 г/л при температуре 60...800 С.	Моечная машина ОМ-5360	Контейнер цеховой, ТОС «МР-25» ТУ 8110-003-11850138-99
015	Дефектовочная 1. При наличии трещин любого расположения и размера детали браковать. 2. Определить наименьшую толщину пяты плунжера гидронасоса $H_{пmin}$ и люфт между плунжером и пятой. При толщине $H_{пmin}$ менее 5,14 мм и люфте более 0,15 мм – пяту заменить. При отклонении от плоскостности торцевой поверхности пяты более 0,0014 мм выполнять операцию 045. 3. Определить минимальный диаметр	Стол дефектовщика или верстак ОРГ 1468-01-060А	индикаторный нутромер 18-50 ГОСТ 868-82 с точностью 0,001 мм; концевые меры 3-Н2 ГОСТ 9038-90; скоба СР25 ГОСТ 11098-75; скоба СР50 ГОСТ 11098-75; микрометр рычажный 0-25 с ценой деления 0,002мм МР02020 ГОСТ 4381 – 87;

dmin плунжера.		
----------------	--	--

Продолжение табл. 12

№ оп.	Наименование и содержание операций	Оборудование	Приспособление и инструмент
	<p>4. Определить максимальный Dmax и минимальный Dmin диаметр отверстия втулки блока цилиндров гидронасоса и гидромотора.</p> <p>5. Определить наибольший зазор в поршневой паре – $Z = D_{max} - d_{min}$. При зазоре в поршневой паре более 0,0435 мм выполнять операции: 030, 040, 045.</p> <p>6. Определить наименьшую Hrcmin и наибольшую Hrcmax толщину распределителя гидронасоса и гидромотора. При величине Hrcmin менее 7,5 мм – браковать. При отклонении от плоскостности более 0,001 мм и износе ($U = H_{max} - H_{min}$) более 0,01 мм выполнять операции 020, 045. При наличии на торцовых поверхностях глубоких рисок и задиrow выполнять операции 020, 025, 045.</p> <p>7. Определить износ торцовой поверхности блока цилиндров и опоры. При наличии на рабочих поверхностях трещин, пористости и износе более 0,3 мм – браковать. При отклонении от плоскостности более 0,0014 и износе более 0,01мм выполнять операции 020, 045. При наличии на торцовых поверхностях опоры глубоких рисок и задиrow выполнять операции 020, 025, 045.</p> <p>8. Определить износ наружной поверхности золотника клапанной коробки серворвпределителя dз для гидронасоса с механическим управлением. При износе поверхности до ø8,981мм. и менее выполнить операции 035, 045.</p> <p>9. Проверить износ шлицевых поверхностей вала гидронасоса и гидромотора. При зазоре между зубом и калибром более 0,5 мм - вал браковать.</p> <p>10. Проверить износ поверхностей вала под подшипники dmin. При диаметре менее 29,8мм, 34,9 мм., 36,95 мм. вал –</p>		<p>глубиномер ГМ 100-1 ГОСТ 7470-88; стойка С-І-28-160x100; плита 1-1-603x400 ГОСТ 10905-85; микрокатор ИГП ГОСТ 28798-90; длинномер пневматический тип 320 ГОСТ 11198-75; линейка 150 ГОСТ 427-75, щуп-набор №2 класс 1 ГОСТ 882-75; пробка НК-1; комплексный калибр ПР,НЕ. 31,14xh9x2x9g ГОСТ 6033-80</p>

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

72

браковать. 11. При наличии выкрашиваний металла, заедании сепаратора, затрудненном вращении подшипников провести их замену.		
--	--	--

Продолжение табл. 12

№ оп.	Наименование и содержание операций	Оборудование	Приспособление и инструмент
020	Шлифовальная 1. Установить блок цилиндров в патрон станка 2. Притереть алмазным притиром поверхность блока цилиндров до выведения следов износа 3. Снять деталь 4. Притереть заднюю поверхность распределителя по задней крышке до выведения следов износа 5. Промыть деталь в керосине, а затем промыть и обезжирить бензином-растворителем Нефрас С2-80/120. 6. Установить распределитель в приспособление станка 7. Притирать торцовую поверхность распределителей до выведения следов износа. 8. Снять деталь 9. Проверить плотность прилегания распределителей 10. Установить опору с приспособлением в станок 11. Притирать торцовую поверхность опоры до выведения следов износа. 12. Снять деталь	Шлифовально-полировальный 3ШП-320	Патрон трехкулачковый самоцентрирующий
025	Слесарная 1. Установить плунжер в приспособление 2. Удалить старую пята 3. Обжечь новую пята 4. Снять деталь.	Верстак ОРГ 1468-01-060А; установка Алиер-31	Тиски слесарные ГОСТ 5698-88, приспособление для зажима плунжера, приспособление для обжаривания плунжера
030	Электроискровая 1. Установить плунжер в приспособление 2. Установить электрод в устройство обрабатывающее ВИ-1 3. Обработать поверхность плунжера размер С электродом 65Г на длину L. 4. Снять деталь. 5. Переходы 1–4 повторить для 9	Токарно-центровой 1К62М; Установка Алиер-31	Патрон трехкулачковый самоцентрирующий; устройство обрабатывающее ВИ-1. Приспособление для зажима поршня. Электрод сталь 65Г, D=3,8 мм, L= 50 мм

	плунжеров.		
035	<p>Электроискровая</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Установить золотник в приспособление 2. Установить электрод в устройство обрабатывающее ВИ-1 3. Обработать поверхность золотника размер В электродом сталь 65Г. 4. Снять деталь. 	Токарно-центральной 1К62М; Установка Алиер-31	Патрон трехкулачковый самоцентрирующий; устройство обрабатывающее ВИ-1. Приспособление для зажима золотника. Электрод сталь 65Г, D=3,8 мм, L= 50 мм

Продолжение табл. 12

№ оп.	Наименование и содержание операций	Оборудование	Приспособление и инструмент
040	<p>Притирочная</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Установить блок цилиндров в тиски 2. Развернуть отверстие блока цилиндров под поршень до выведения следов износа, выдерживая размер $B = D_{\max} + 0,3 * (D_{\max} - D_{\min})$. 3. Промыть деталь в керосине, а затем промыть и обезжирить бензином-растворителем Нефрас С2-80/120. 4. Снять деталь 5. Контролировать параметры отверстий блока цилиндров. Допустимые отклонения формы отверстия не более 0,002 мм. 6. Переход 1-2 повторить для 9 отверстий блока. 7. Установить корпус сервораспределителя клапанной коробки в тиски 8. Развернуть отверстие под золотник до выведения следов износа, выдерживая размер $B = D_{\max} + 0,3 * (D_{\max} - D_{\min})$. 9. Промыть деталь в керосине, а затем промыть и обезжирить бензином-растворителем Нефрас С2-80/120. 10. Снять деталь 11. Контролировать параметры отверстий под золотник. Допустимые отклонения формы отверстия не более 0,002 мм. 	Станок для прецизионной обработки СПО-01	Тиски слесарные ГОСТ 5698-88; РИ. Алмазная развертка производства НПО «Микрон»; индикаторный нутромер 18-50 ГОСТ 868-82 с точностью 0,001 мм; концевые меры 3-Н2 ГОСТ 9038-90; керосин осветленный ГОСТ 12308-89, масло И-12 ГОСТ 20799-88, бензин-растворитель Нефрас С2-80/120 ТУ38-401-67-108-92.
045	<p>Доводочная</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Шлифовать наружную поверхность плунжера выдерживая зазор в соединении «плунжер – втулка» 0,03-0,045 мм. Частота вращения шлифовального круга 1800 об/мин. Частота вращения ведущего круга 20 	Бесцентрошлифовальный станок 3В182	Круг шлифовальный основной ГОСТ 2424-83. Микрометр рычажный 0-25 с точностью 0,002мм МР02020 ГОСТ 4381 – 87. СОЖ ГОСТ Р

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

74

<p>об/мин, подача тонкая 1 мкм/об. 2. Снять деталь 3. Переходы 1-2 повторить для 9 поршней 4. Шлифовать наружную поверхность золотника выдерживая зазор в соединении «золотник – крышка» 0,012-0,016 мм. Частота вращения шлифовального круга 1800 об/мин. Частота вращения ведущего круга 20 об/мин, подача тонкая 1 мкм/об 5. Снять деталь</p>		50558-93
--	--	----------

Продолжение табл. 12

№ оп.	Наименование и содержание операций	Оборудование	Приспособление и инструмент
050	<p>Фрезерная 1. Установить поворотную плиту на станок 2. Проточить поверхность под приставное дно, на глубину 7,9...8,1 мм. 3. Снять поворотную плиту</p>	Станок фрезерный с ЧПУ	<p>Набор гаечных ключей DT511220, набор шестигранных ключей. Круг шлифовальный. Патрон трехкулачковый самоцентрирующий. глубиномер ГМ 100-1 ГОСТ 7470-88.</p>
055	<p>Слесарная Собрать гидронасос</p>	Верстак ОРГ 1468-01-060А	<p>Набор гаечных ключей DT511220, набор шестигранных ключей. Приспособление для разборки-сборки объемных гидроприводов</p>
060	<p>Контрольная 1 Установить гидронасос и гидромотор на стенд согласно КЭ 055. 2 Включить стенд и довести температуру рабочей жидкости до $50 \pm 5^{\circ}\text{C}$. Частоту вращения приводного вала гидронасоса увеличиваем с 500 об/мин до 3600 об/мин с шагом 500 об/мин за 10 минут работы. 3 Переместить рукоятку управления в крайнее левое (правое) положение. 4 При помощи тормозной муфты нагрузить объемный гидропривод до номинального ($P_n = 24 \text{ МПа}$) и</p>	Испытательный стенд, муфта тормозная порошковая ($U=12\text{В}$, $I_{\text{max}}=4\text{А}$)	<p>Набор гаечных ключей DT511220. Масло МГЕ-46В ГОСТ 8581-78.</p>

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

МД-02069964-35.04.06-01-18

Лист

75

<p>максимального ($P_n = 41,5$ МПа) давлений.</p> <p>5 Контролировать работу гидропривода. Давление подпитки не менее $P_{уп} = 2,1$ МПа. Объемная подача гидронасоса Q не менее 375 л/мин. Номинальная частота вращения вала насоса $n = 3500$ об/мин. Максимальное развиваемое давление (срабатывания предохранительных клапанов) не менее – 42 МПа. КПД объемного гидропривода не менее 0,95.</p> <p>6 Снять гидропривод со стенда.</p>		
--	--	--

Далее необходимо провести анализ и расчет себестоимости ремонта данного агрегата по предложенной технологии.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

в розничной продаже, по данным интернет источников (ООО «АБН»), составляют:

$$C_{мзч} = C_{бц} + C_n + C_{см} + C_{рти}, \text{ руб,} \quad (5.5)$$

где $C_{бц}$ – стоимость блока цилиндров, $C_{бц} = 15000 \times 2 = 30000$ руб;

C_n – стоимость поршней, $C_n = 1500 \cdot 18 \text{ шт} = 27000$ руб;

$C_{см}$ – стоимость распределителя, $C_{см} = 9500 \times 2 = 19000$ руб;

$C_{рти}$ – стоимость комплекта РТИ, $C_{рти} = 5000$ руб.

$$C_{мзч} = 30000 + 27000 + 19000 + 5000 = 81000 \text{ руб.}$$

Производственные расходы определяются по формуле:

$$C_{пр} = C_{эл} + C_{око} + (3\Pi_o + H_{есч}) \cdot t_{то}, \text{ руб,} \quad (5.6)$$

где $C_{эл}$ – стоимость затраченной электроэнергии, руб;

$C_{око}$ – затраты на отопление, коммунальные услуги, освещение, руб;

$t_{то}$ – время, затрачиваемое на техническое обслуживание и настройку оборудования, (0,5 ч).

Стоимость затраченной электроэнергии складывается из следующих составляющих:

$$C_{эл} = (W_{пр} \cdot t_{пр}) \cdot T_{эл}, \text{ руб,} \quad (5.7)$$

где $W_{пр}$ – мощность, затрачиваемая на процесс проверки насоса на испытательном стенде, $W_{пр} = 75$ кВт;

$T_{эл}$ – тариф на потребление электрической энергии (3,25 руб/кВт·ч).

$$C_{эл} = W_{пр} \cdot t_{пр} \cdot T_{эл} = 75 \cdot 2,0 \cdot 4,5 = 487,5 \text{ руб.}$$

Затраты на отопление, коммунальные услуги, освещение определяются по формуле:

$$C_{око} = (O_{пом} \cdot T_{отоп}) / H_{рем} + (\Pi_{пом} \cdot T_{ком}) / H_{рем} + (W_{осв} \cdot T_{эл} \cdot t_{осв}) / H_{рем}, \text{ руб,} \quad (5.8)$$

где $O_{пом}$ – объем помещения, необходимого под участок восстановления, $O_{пом} = 190 \text{ м}^3$;

$T_{отоп}$ – среднегодовой тариф на отопление, $T_{отоп} = 25,12$ руб/м²;

$H_{рем}$ – программа ремонта. Примем годовую программу ремонта для малых ремонтных предприятий $H_{рем} = 15$ шт/год;

$P_{ном}$ - площадь помещения, необходимого под участок восстановления,
 $P_{ном} = 50 \text{ м}^2$;

$T_{ком}$ - годовой тариф на коммунальные услуги, $T_{ком} = 80 \text{ руб/м}^2$;

$W_{осв}$ - мощность источников освещения, (3 кВт);

$t_{осв}$ - время горения источников освещения в год, (960 ч).

$$C_{око} = (190 \cdot 25,12)/25 + (50 \cdot 80)/25 + (3 \cdot 3,25 \cdot 960)/25 = 725,3 \text{ руб.}$$

$$C_{пр} = C_{эл} + C_{око} + (3P_o + H_{есн}) \cdot t_{то} = 487,5 + 725,3 + (110 + 28,6) \cdot 2,0 = 1486 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления определяются по формуле:

$$A = (B_{об} \cdot a_{об}) / (100 \cdot H_{рем}) + (T_{см} \cdot a_{см}) / (100 \cdot H_{рем}), \text{ руб.} \quad (5.9)$$

где $B_{об}$ - балансовая стоимость оборудования, руб;

$a_{об}$ - норма амортизационных отчислений оборудования, (12,5%);

$T_{см}$ - стоимость строительно-монтажных работ, ($50 \text{ м}^2 \cdot 5000 \text{ руб/м}^2 = 250000$ руб);

$a_{см}$ - норма амортизационных отчислений здания, (3%).

Балансовая стоимость оборудования складывается из следующих составляющих:

$$B_{об} = C_{ис} + C_{инст}, \text{ руб.} \quad (5.10)$$

где $C_{ис}$ - стоимость контрольно-испытательного стенда, $C_{ки} = 1\,500\,000$ руб;

$C_{инст}$ - стоимость приспособлений и инструментов для ремонта насосов серии 90 (алмазные притиры, спец. оборудование и инструмент, метчики, кантователь и т.д.), $C_{инст} = 250\,000$ руб.

$$B_{об} = 1\,500\,000 + 250\,000 = 1\,750\,000 \text{ руб.}$$

$$A = (1\,750\,000 \cdot 12,5) / (100 \cdot 25) + \\ + (250\,000 \cdot 3) / (100 \cdot 25) = 9250 \text{ руб.}$$

После вычисления всех составляющих находим себестоимость ремонта по базовой технологии:

$$C_{рем} = 3P + C_{мзч} + C_{пр} + A = 1\,316,7 + 81\,000 + 1486 + 9250 = 93\,052,7 \text{ руб.}$$

По аналогичной методике рассчитываем себестоимость ремонта агрегата по разработанной технологии.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Время, затрачиваемое на ремонт комплекта насос+мотор:

$$t_{рем} = t_p + t_m + t_{эио} + t_n + t_p + t_б + t_{сб} + t_{np} + t_{вс},$$

где t_p - время, затрачиваемое на разборку, очистку и дефектацию, (2,5 ч);

t_m - время, затрачиваемое на микрометражные измерения, (1,5 ч);

$t_{эио}$ - время, затрачиваемое на электроискровую обработку поршневых пар (30 мин · 18 шт) и пары «распределитель – блок цилиндров» (45 мин), (9,75 ч);

$t_{дн}$ - время, затрачиваемое на доводку поршневых пар (10 мин · 18 шт), (3,0 ч);

$t_{др}$ - время, затрачиваемое на доводку пары «распределитель – блок цилиндров», $t_p = 1$ ч;

$t_б$ - время, затрачиваемое на доводку отверстий блока цилиндров (10 мин · 18 шт), (3,0 ч);

$t_{сб}$ - время, затрачиваемое на сборку и регулировку, (3,0 ч);

t_{np} - время, затрачиваемое на проверку, (2,5 ч);

$t_{вс}$ - время вспомогательных операций (0,6 ч).

$$t_{рем} = 2,5 + 1,5 + 9,75 + 3,0 + 1 + 3,0 + 3,0 + 2,5 + 0,6 = 26,85 \text{ ч.}$$

$$ЗП = (110 + 28,6) \cdot 26,85 = 3721,4 \text{ руб.}$$

Стоимость затраченных материалов определяется по зависимости:

$$C_{мзч} = H_э \cdot C_э + H_{мас} \cdot C_{мас} + H_{абр} \cdot C_{абр} + C_{рти}, \text{ руб.} \quad (5.11)$$

где $H_э$ - норма расхода электродов, $H_э = 0,02$ кг;

$C_э$ - стоимость электродов, $C_э = 250$ руб/кг;

$H_{мас}$ - норма расхода масла при ремонтных операциях, $H_{мас} = 2$ л;

$C_{мас}$ - стоимость масла, $C_{мас} = 60$ руб/л;

$H_{абр}$ - норма расхода абразивного материала, $H_{абр} = 1$ упаковка;

$C_{абр}$ - стоимость упаковки абразивного материала, $C_{абр} = 140$ руб/уп;

$C_{рти}$ - стоимость комплекта РТИ, $C_{рти} = 3000$ руб.

$$C_{мзч} = 0,02 \times 250 + 2 \times 60 + 1 \times 140 + 3000 = 3265 \text{ руб.}$$

Стоимость затраченной электроэнергии складывается из следующих составляющих:

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

$C_{инст} = 150\,000$ руб.

$$B_{об} = 400\,000 + 205\,000 + 1\,600\,000 + 350\,000 + 1\,500\,000 + 150\,000 = \\ = 4\,205\,000 \text{ руб.}$$

$$A = (4\,205\,000 \cdot 12,5) / (100 \cdot 25) + \\ + (150\,000 \cdot 3) / (100 \cdot 25) = 21\,205 \text{ руб.}$$

После вычисления всех составляющих находим себестоимость ремонта агрегата методом электроискровой обработки.

$$C_{рем} = 3721,4 + 3265 + 2326,55 + 21205 = 30517,95 \text{ руб.}$$

Проведем расчет экономической эффективности ремонта по двум технологиям.

Экономический эффект определяется из сопоставления приведённых затрат на ремонт по базовой и предлагаемой технологиям:

$$\mathcal{E} = [(C_1 + E_n K_1) - (C_2 + E_n K_2)] N, \quad (5.12)$$

где C_1, C_2 – себестоимость ремонта, соответственно, по базовому и новому способам, руб;

K_1, K_2 – удельные капитальные вложения, необходимые для базового и нового способов ремонта, руб/шт.;

E_n – коэффициент эффективности капитальных вложений, 0,2;

N – программа ремонта, шт.

Удельные капитальные вложения по базовому варианту составят

$$K_1 = \frac{B_{об} + T_{см}}{N_{рем}} = \frac{1500000 + 250000}{25} = 70000 \text{ руб/насос}, \quad (5.14)$$

по предлагаемому варианту

$$K_2 = \frac{B_{об} + T_{см}}{N_{рем}} = \frac{4205000 + 150000}{15} = 174200 \text{ руб/насос.}$$

$$\mathcal{E} = [(93052,7 + 0,2 \cdot 70000) - (30517,95 + 0,2 \cdot 174200)] \cdot 25 = 1042400 \text{ руб./год.}$$

Срок окупаемости капитальных вложений:

$$T_{ок} = K_{пр} / \mathcal{E}_2, \quad (5.16)$$

где $K_{пр}$ – капитальные вложения по предлагаемой технологии, руб;

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

\mathcal{E}_2 – годовая экономия от внедрения данной технологии, руб/год.

$$\mathcal{E}_2 = (C_1 - C_2) \cdot N_{рем} = (93052,7 - 30517,95) \cdot 25 = 1563375 \text{ руб/год.} \quad (5.17)$$

$$T_{ок} = (4205000 + 150000) / 1563375 = 2,8 \text{ года.}$$

Экономический эффект от внедрения данной технологии составит 1042 тыс. руб на программу ремонта 25 гидроприводов в год.

Годовая экономия от внедрения данной технологии составит 1,5 млн. руб на программу ремонта 25 гидроприводов в год. Срок окупаемости капитальных вложений – 2,8 года.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе выполнения работы были выполнены теоретические и экспериментальные исследования процессов, связанных с восстановлением ресурсоопределяющих деталей гидронасоса Eaton 6423.

В результате оценки параметров дефектов и износов выявлено: наибольшее влияние на КПД оказывают распределительная и поршневые пары; в результате снижения давления в гидростатических опорах возникает катастрофический износ пят и поворотной опоры с упором.

Проведенные исследования показали, что при восстановлении соединения распределителей и блока цилиндров возможно выведение следов износа с удалением дефектного слоя со всех поверхностей. Так же анализ расчетов показал, что для восстановления необходимого технологического зазора в паре плунжер-втулка блока цилиндров необходимо нанести на поверхность поршня слой металлопокрытия не более 124 мкм.

Размерная цепь составленная для определения допустимой глубины проточки поворотной опоры под установку дополнительной детали (приставного дна) составляет 8 мм с предельными отклонениями $\pm 0,1$ мм. Тогда действительный размер опоры должен находиться в пределах 7,9...8,1 мм.

С учетом этого разработан маршрут технологического процесса ремонта гидронасоса Eaton 6423 для особо тяжелых условий работы, применение которого позволяет снизить затраты на ремонт за счет восстановления ресурсолимитирующих деталей.

Рассчитана себестоимость ремонта гидропривода Eaton серии 64, она составляет 30 тыс.рублей. Годовая экономия при внедрении данной технологии вместо замены изношенных деталей на новые составит 1,56 млн. руб на программу ремонта 25 гидроприводов в год.

					МД-02069964-35.04.06-01-18	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАЦИОНАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. Н. П. ОГАРЕВА»

ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Направление подготовки

35.04.06

«Агринженерия»

РЕЦЕНЗИЯ

на магистерскую диссертацию

Бессонного Михаила Евгеньевича

на тему: «Проектирование технологического процесса ремонта гидростатических Eaton для особо тяжелых условий работы».

1. Краткая характеристика работы и актуальность темы, соответствие содержания диссертации заданию

Магистерская диссертация посвящена решению проблемы увеличения сроков при ремонте гидростатических трансмиссий комбайнов прижизненных агрегатов, применяемых в сельскохозяйственных комбайнах John Deere. При поступлении таких агрегатов в ремонт приходится заменять дорогостоящие внешние части, что не только увеличивает стоимость ремонта, но и увеличивает срок простоя техники на срок до 3-4 недели. Предложенные в работе мероприятия направлены на снижение стоимости ремонта и сокращение сроков ремонта агрегатов, что является актуальным в настоящее время. Содержание диссертации соответствует заданию и выбранной теме.

2. Соответствие принятых решений нормативным материалам, глубина, полнота и обоснованность выполненных расчетов

Предложенные инженерные решения соответствуют нормативным материалам, разработаны и обоснованы, имеют достаточный научный уровень и соответствуют требованиям, предъявляемым к магистерским диссертациям.

3. Качество оформления расчетно-технической записки

Пояснительная записка выполнена в соответствии со стандартом ГОСТ МордГУ 006-2014.

4. Положительные стороны работы

В диссертации предложены варианты восстановления плунжеров и поворотной опоры гидронасоса. Расчетами на основе математического моделирования с использованием метода конечных элементов была определена оптимальная конструкция гидростатической опоры. Составлена размерная цепь позволившая рассчитать значения глубины проточки поворотной опоры под постановку приставного дна. Разработан технологический процесс ремонта гидростатических трансмиссий Eaton серии 64. При его реализации значительно снизится стоимость ремонта.

5. Что из разработок представляет практический интерес, рекомендуется в производство

Предлагаемый технологический процесс ремонта гидростатических трансмиссий может быть реализован ремонтными предприятиями, при наличии необходимого оборудования или возможности инвестирования в производство.

6. Недостатки и замечания по магистерской диссертации

1. Из работы неясно, проводились ли исследования коэффициентов повторяемости дефектов поворотной опоры.

2. Как будет производиться замена вышедших из строя гидростатических опор на опоры выбранной конструкции?

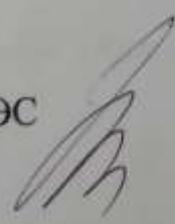
2. В работе не представлены результаты эксплуатационных испытаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рецензируемая магистерская диссертация отвечает предъявленным требованиям и заслуживает оценки отлично, а ее автор, Бессонный М. Е. достоин присвоения квалификации (степени) магистр.

Рецензент

канд. техн. наук, доцент кафедры СХМ и МЭС



Кувшинов А. Н.

ОТЗЫВ

на магистерскую диссертацию студента очного отделения
направления подготовки 35.04.06 «Агроинженерия» (магистратура)
Бессонного Михаила Евгеньевича.

Магистерская диссертация выполнена на тему: «Проектирование технологического процесса ремонта гидронасосов Eaton для особо тяжелых условий работы».

Диссертация состоит из пояснительной записки содержащей 88 страниц текста и приложений. Пояснительная записка выполнена с соблюдением требований СТО МордГУ 006-2014.

При работе над магистерской диссертацией Бессонный М. Е. проявил себя ответственным и исполнительным исследователем, грамотно подошел к решению задач анализа состояния вопроса, проявил инициативу при выполнении анализа гидростатических опор.

Магистерская диссертация носит научно-исследовательский характер и посвящена решению актуальной задачи снижения себестоимости ремонта гидроагрегатов импортного производства, за счет восстановления деталей, ранее заменявшихся на новые. В работе проведены экспериментальные и теоретические исследования необходимые для решения задач восстановления изношенных поверхностей.

В процессе выполнения работы были выполнены исследования материалов деталей, повторяемость дефектов и часть экспериментов по определению оптимальной конструкции гидростатических опор.

С учетом результатов исследований разработан маршрут технологического процесса ремонта гидронасосов Eaton, применение которого позволяет снизить не только затраты на ремонт.

Значительных недостатков в ходе выполнения магистерской диссертации не допущено. Все поставленные задачи успешно решены.

В результате проверки выпускной квалификационной работы на

наличие заимствований оригинальность текста составляет 71,1%

Считаю, что магистерская диссертация заслуживает положительной оценки, а Бессонный М.Е., присвоения квалификации (степени) магистр.

Руководитель,
к.т.н., доцент кафедры ТСМ



А. В. Столяров