

ТАВРИЧЕСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АГРОТЕХНИЧЕСКАЯ  
АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

**Кюрчев Сергей Владимирович**

УДК 631.3-192:631.1.01-82

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ  
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ ЖАТОК ПУТЕМ  
МОДЕРНИЗАЦИИ ИХ ПРИВОДОВ**

Специальность: 05.05.11 – «Машины и средства механизации  
сельскохозяйственного производства»

**Диссертация**  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
кандидат технических наук  
доцент Панченко А.И.

г.Мелитополь, 2003 г.

## АННОТАЦИЯ

Диссертация посвящена решению вопросов повышения надежности и эффективности эксплуатации зерноуборочной сельскохозяйственной техники путем повышения надежности ее силовых приводов и их элементов.

В основу данной работы заложен принцип обеспечения заданной надежности рабочих элементов силовых гидроприводов, позволяющий повысить эффективность использования сельскохозяйственной техники в целом.

В диссертации разработаны математические и функциональные модели, описывающие процессы изменения технического состояния силовых приводов и их элементов при эксплуатации зерноуборочных сельскохозяйственных машин, а также алгоритмы и программы, позволяющие моделировать исследуемые процессы с помощью ПЭВМ.

Предложенные методы проектирования рабочих элементов планетарных гидромоторов с заданным уровнем надежности открыли перспективы создания качественно новых конструкций гидроприводов сельхозмашин повышенной надежности и эффективности эксплуатации.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
<b>Раздел 1. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ, УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОТКАЗОВ СИЛОВЫХ ПРИВОДОВ МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ</b>	13
1.1. Условия работы и отказы зерновых жаток	13
1.2. Проблемы надежности силовых гидроприводов активных рабочих органов	16
1.3. Элементы конструкций гидромашин, определяющие их надежность	22
1.4. Пути повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники	28
1.5. Цель и задачи исследований	32
<b>Раздел 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ ЖАТОК</b>	34
2.1. Структурный анализ надежности зерновой жатки	34
2.2. Анализ причин потери работоспособности серийными гидромоторами, применяемыми для приводов сельхозмашин	44
2.3. Влияние конструктивных параметров гидромоторов на их функциональные характеристики	49
2.4. Обоснование высоконадежной конструкции силового механизма гидромотора привода активных рабочих органов	56
2.5. Исследования сопрягаемости силовых элементов вытеснителей планетарного гидромотора	64
Выводы по разделу	70

<b>Раздел 3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ</b>	<b>73</b>
3.1. Программа экспериментальных исследований	73
3.2. Методика исследования изменений функциональных параметров серийного и модернизированного гидромоторов в зависимости от их технического состояния	73
3.3. Методика определения диаметрального зазора в силовом соединении планетарного гидромотора	79
3.4. Методика измерения геометрических параметров деталей силового соединения планетарного гидромотора	83
3.4.1. Методика измерения геометрических параметров шестерни	83
3.4.2. Методика измерения геометрических параметров ротора	85
3.4.3. Методика измерения геометрических параметров роликов	87
3.5. Методика эксплуатационных испытаний опытной конструкции гидропривода зерновой жатки	87
Выводы по разделу	90
<b>Раздел 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ МАШИН</b>	<b>93</b>
4.1. Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного планетарных гидромоторов	93
4.2. Экспериментальные исследования влияния износа вытеснителей на основные функциональные параметры гидромотора	100
4.3. Сравнительные эксплуатационные испытания зерновых жаток с различными типами приводов	105
Выводы по разделу	111

<b>Раздел 5. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТ ВНЕДРЕНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА ПРИВОДА ЗЕРНОВЫХ ЖАТОК</b>	<b>113</b>
5.1. Перспективы применения разработанной конструкции планетарного гидромотора	113
5.2. Экономическая эффективность от применения разработанного гидропривода жатки	115
5.3. Оценка снижения затрат при изготовлении предложенной конструкции вытеснителей	117
5.4. Определение эффективности от снижения трудоемкости работ при замене серийного гидромотора привода на модернизированный	120
5.5. Влияние типа привода жатки на снижение потерь зерна при уборке	122
Выводы по разделу	124
<b>ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ</b>	<b>126</b>
<b>ЛИТЕРАТУРА</b>	<b>128</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b>	<b>138</b>

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы.**

Уборочная зерновая техника работает в экстремальных условиях эксплуатации. Для нее характерны сжатые сроки интенсивной работы в несколько смен, практически без перерывов. В этом специфика уборочной страды, когда задержка в сроках ее проведения чревата потерями зерновой части урожая. Указанные факторы предъявляют особые требования к надежности техники, обеспечивающей механизацию процессов уборки зерновых. Однако, имеющийся опыт эксплуатации зерноуборочных машин указывает на недостаточную надежность этой техники. Средняя наработка на отказ зерноуборочного комбайна составляет всего около 20 часов. При этом большая часть отказов происходит в следствие поломок жаток, которые непосредственно взаимодействуют со стеблестоем. Вследствие этого механизмы жаток могут быть перегружены неравномерностью подачи массы, возможным попаданием посторонних включений в режущий аппарат или наматыванием стеблей на планки мотовила. Все это приводит к поломкам как самих рабочих органов, так и к отказам трансмиссий и привода. Одним из эффективных путей снижения количества отказов может быть применение защитных предохранительных устройств или использование гидропривода, уменьшающего динамические перегрузки в экстремальных условиях.

Отличительной особенностью силовых гидроприводов (вращательного действия) сельскохозяйственного назначения является сравнительно невысокая частота вращения ( $5...700 \text{ мин}^{-1}$ ) при высоком коэффициенте момента страгивания ( $0,9...0,95$ ). Это благоприятные характеристики для большинства активных рабочих органов сельхозмашин (плющилки, режущие и транспортирующие устройства, движители и т.д.).

В сельскохозяйственном машиностроении силовые гидроприводы можно представить тремя группами: малой мощности (до 16 кВт), предназначенные, в основном, для работы навесного оборудования; средней

мощности (50...60% мощности двигателя) – для обслуживания активных рабочих органов сельскохозяйственной техники и большой мощности (80...95% мощности двигателя) с мотор-колесами – для привода движителей энергосредств, предназначенных для обработки почвы (вспашка, боронование и др.).

Интенсивное и широкое внедрение силовых гидроприводов в самых различных областях сельскохозяйственного машиностроения вызывает необходимость вести дополнительные исследования, связанные с совершенствованием их конструкций. Анализ силовых приводов, используемых в перспективных моделях сельскохозяйственной техники показал, что в этом типе приводов наибольшее применение получили гидромоторы планетарного типа, при этом, работоспособное состояние гидромотора, независимо от конструкции, характеризуется надежностью его вытеснительных элементов.

#### **Связь работы с научными программами и темами.**

Данная работа является составной частью исследований, проводимых в Таврической государственной агротехнической академии по вопросам разработки научных основ современных технологий и технологических средств по обеспечению продовольственной безопасности южного региона Украины, подпрограммы №1.4 «Совершенствование и разработка научных основ повышения эксплуатационной эффективности мобильной сельскохозяйственной техники» № гос. рег. 0102 V000678, целевой подпрограммы создания и организации производства в Украине комплекса машин и оборудования для сбора и послеуборочной доработки и хранения зерна и незерновой части урожая, программы «Совершенствования организации и технологии ремонта и повышения надежности сельскохозяйственной техники в условиях реформирования АПК» и Договора о научно-техническом содружестве по разработке зерноуборочного самоходного комплекса КЗСК-80 с ОАО «Бердянские жатки» и комплекта адаптеров ОАО «КБ Бердянксельмаш», рассматриваемых в рамках Государственной программы «Производства технологических комплексов, машин и оборудования для агропромышленного

комплекса на 1998-2005г.», согласно постановлению Кабинета Министров Украины от 1 декабря 1997 года № 1341 «О развитии сельскохозяйственного машиностроения и обеспечения агропромышленного комплекса конкурентоспособной техникой».

**Цель исследований.**

Повышение эффективности эксплуатации зерновых жаток путем разработки рациональной конструкции привода.

**Объект исследований.**

Распределение отказов в узлах и агрегатах жаток, а также процессы, протекающие в приводах и их элемент.

**Предмет исследований.**

Физические и математические модели отказов подсистем жаток и причины, вызывающие потерю работоспособности силовых приводов.

**Задачи исследований:**

- используя системный анализ изучить и выявить причины недостаточной надежности существующих конструкций зерновых жаток;
- теоретически и экспериментально определить конструктивные элементы жаток, лимитирующие их работоспособность и безотказность, а также изыскать способы устранения недостатков в их работе;
- аналитически определить и экспериментально проверить влияние конструктивных параметров применяемых приводов жатки на ее функциональные характеристики, обеспечивающие соответствующий уровень надежности;
- моделированием процесса эксплуатации системы «жатки» установить предельные эксплуатационные параметры ее подсистемы «привода», определяющие эффективность ее использования;
- разработать производственные рекомендации по повышению надежности и эффективности использования зерновых жаток и экономически обосновать их внедрение в производство.

### **Методы исследований.**

В основу исследований положены современные методы математического моделирования вероятностных закономерностей анализа результатов экспериментальных исследований, направленных на обеспечение надежности и эффективности использования зерновых жаток. Экспериментальные исследования проводились с помощью серийных и специально разработанных измерительных приборов и приспособлений, стендов с использованием стандартных и частных методик.

### **Научная новизна работы.**

Установлены основные закономерности потери работоспособности отдельными подсистемами зерновых жаток и намечены перспективные пути повышения надежности и эффективности эксплуатации всей конструкции в целом.

Впервые теоретически и экспериментально исследованы процессы снижения работоспособности механизмов жатки и обоснованы конструктивные решения вытеснителей приводного механизма, которые повышают надежность зерновой жатки.

На уровне технической новизны для привода жатки разработана конструкция силового блока вытеснителей, обеспечивающая равномерность движения подсистем жатки – режущего аппарата и мотовила, а также повышение долговечности привода в 2...3 раза.

Установлено влияние конструктивных особенностей вытеснителей на надежность элементов привода, применяемого в силовых приводах зерновых жаток и других активных рабочих органах мобильной сельскохозяйственной техники.

Разработаны математические и функциональные модели элементов привода, позволяющие моделировать процесс изменения надежности жаток в условиях эксплуатации, с целью обеспечения заданной работоспособности при их проектировании.

### **Практическая значимость исследований:**

- разработаны программы расчетов и другое математическое обеспечение для проектирования гидроприводов активных рабочих органов жаток и других сельскохозяйственных машин;
- предложена новая конструкции силового блока вытеснителей механизма привода зерновой жатки, с целью повышения его долговечности и эффективности эксплуатации;
- разработан стенд для сравнительных ускоренных испытаний элементов механизма привода сельскохозяйственного назначения и оборудование для оценки их основных эксплуатационных показателей, в том числе и при изнашивании;
- разработаны методики проектирования вытеснительного блока и контроля геометрических параметров его элементов, с учетом ремонтпригодности;
- обоснована периодичность технического обслуживания гидропривода зерновых жаток и контроля их технического состояния.

### **Реализация результатов исследований.**

Разработанные методы проектирования распределительных систем внедрены на специализированных предприятиях по выпуску сельскохозяйственной техники (ОАО «КБ Бердянксельмаш»), ее узлов и агрегатов (ОАО «Бердянские жатки»); теоретические разработки по расчету, моделированию, проектированию вытеснительных элементов гидромашин использованы в учебном процессе.

### **Достоверность результатов работы.**

Научные положения, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертационной работе, теоретически обоснованы, их достоверность подтверждена результатами экспериментальных исследований, проведенных с использованием современных методов исследований в лабораторных и промышленных условиях, которые не противоречат известным данным и широкой их апробацией.

**Личный вклад соискателя.** Диссертантом лично:

1. Исследованы процессы снижения работоспособности элементов привода механизмов жатки, установлены основные закономерности потери работоспособности ее отдельными подсистемами и намечены перспективные пути повышения надежности и эффективности эксплуатации всей конструкции в целом.
2. Исследовано влияние конструктивных особенностей вытеснителей приводных механизмов на надежность активных рабочих органов зерновых жаток, разработана конструкция силового блока вытеснителей, обеспечивающая повышение долговечности привода в целом.
3. Разработаны математические и функциональные модели элементов привода жатки, позволяющие моделировать процесс изменения надежности его элементов в условиях эксплуатации, с возможностью обеспечения заданной работоспособности при их проектировании.
4. Разработаны программы и математическое обеспечение для проектирования элементов привода активных рабочих органов жаток.
5. Разработаны методики проектирования вытеснительного блока и контроля геометрических параметров его элементов, с учетом ремонтпригодности.

**Апробация.**

Основные положения диссертационной работы были доложены:

- на международной научно-практической конференции «Экологические аспекты механизации внесения удобрений, защиты растений, обработки почвы, уборки и переработки сельскохозяйственной продукции» (г. Мелитополь, Таврическая государственная агротехническая академия (ТГАТА), 2000 г.);
- на юбилейной международной научно-практической конференции, посвященной 10-летию создания Ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики (г. Кировоград, Кировоградский государственный технический университет, 23-24.11.2000 г.);

- на международной научно-технической конференции «Земледельческая механика на рубеже столетий», (г. Мелитополь, ТГАТА, 25-31.05.2001г.);
- разработанные гидромашины для привода активных рабочих органов и движителей мобильной сельскохозяйственной техники экспонировались на Международной сельскохозяйственной выставке-ярмарке «Агро-2002», (с. Чубинское, Киевская область, 28.05-8.06.2002 г.);
- на V Международной конференции Ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики, (г. Винница, Винницкий государственный аграрный университет, 7-10.10.2002 г.);
- на научно-технических конференциях Таврической государственной агротехнической академии (г. Мелитополь, 2000-2003 г.).

#### **Публикации.**

Основные положения диссертационной работы опубликованы в 10 печатных работах, в том числе одном патенте.

#### **Структура и объем диссертации.**

Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложений. Работа изложена на 166 страницах машинописного текста, из них 127 страниц основного текста, содержит 35 рисунков, 10 таблиц, 8 приложений, библиографию, включающую 107 наименований, из них 5 на иностранном языке.

# РАЗДЕЛ 1

## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ, УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ОТКАЗОВ СИЛОВЫХ ПРИВодОВ МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

### 1.1. Условия работы и отказы зерновых жаток

В настоящее время проблема обеспечения надежности зерноуборочной сельскохозяйственной техники приобретает особое значение. Всевозможные простои из-за тех или иных отказов значительно влияют на продление сроков уборки, что в свою очередь приводит к потерям зерна и снижению урожайности.

Жатки зерноуборочных машин играют важную роль в уборке урожая зерновых культур. От эффективности и надежности их эксплуатации зависит работоспособность всей зерноуборочной машины. Элементы жатки непосредственно первыми контактируют с хлебостоем, определяя и формируя потоки массы для обработки ее последующими механизмами.

Жатка зерноуборочной машины представляет сложный агрегат, состоящий из нескольких механизмов, работа которых синхронизирована между собой, а вся жатка за счет регулировки и настройки адаптирована к реальным условиям эксплуатации, определяемых урожайностью зерновых, их степенью созревания и состоянием на момент уборки. Основными элементами жатки являются мотовило, режущий аппарат, транспортер и привод всех перечисленных механизмов.

Анализ причин отказов агрегатов зерноуборочной техники [2,8,28,69,102] показывает, что основная доля отказов (рис. 1.1) вызвана выходом из строя жаток до 40% (несовершенство механизма привода). Эти отказы зачастую обусловлены попаданием посторонних предметов, наматыванием хлебной массы и т.д., а также связаны с несовершенством конструкций и качеством изготовления элементов гидропривода.

В процессе эксплуатации и испытаний зерноуборочной техники выяв-

лено большое количество ее отказов, связанных с выходом из строя механических приводов жаток. Коэффициент готовности сельскохозяйственной техники, в данном случае, не превышает 0,61, а наработка на отказ – 1,14 часа, что вызывает длительные ее простои [2,53].

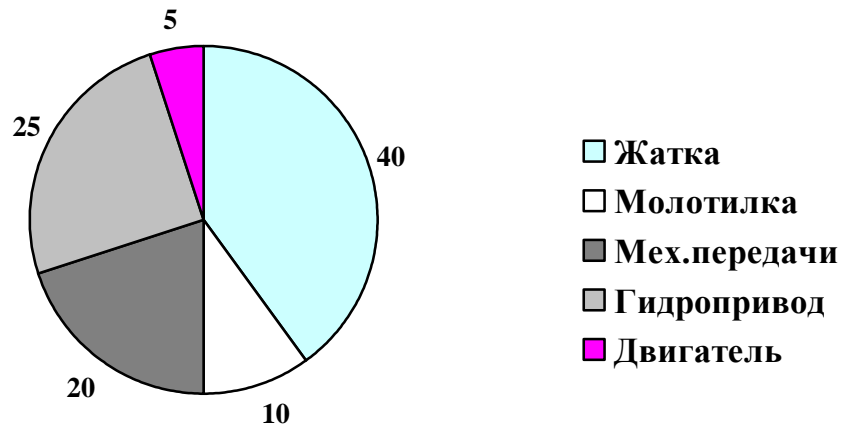


Рис. 1.1. Диаграмма распределения отказов по основным агрегатам и системам зерноуборочных комбайнов

Простои зерноуборочной техники из-за устранения отказов зависят от конструктивных особенностей машины, организации ремонтных работ (наличия и размещения запчастей и т.д. Исследования показали, что естественные потери зерна из-за простоев в связи с отказами можно подсчитать по следующей формуле [61]:

$$\Pi = \frac{b \cdot a_o \cdot S^2}{2W \cdot q_o} \left( 1 + \frac{t}{T} \right), \quad (1.1)$$

где  $b$  – темп осыпания – доля урожая, осыпающегося за одни сутки;

$a_o$  – урожайность в начале уборки, ц/га;

$S$  – площадь полей, с которых комбайн должен убрать хлебную массу за время, когда уже идет осыпание зерна, га;

$W$  – часовая производительность комбайна, га;

$q_o$  – число часов основной работы комбайна за смену (сутки) в отсутствие отказов;

$t$  – средняя продолжительность простоя комбайна при отказе, час;

$T$  – наработка на отказ, час.

Из представленного уравнения следует, что для снижения потерь, прежде всего, необходимо уменьшить число отказов, что приведет к увеличению наработки на отказ  $T$ . Данные об отказах и затратах времени на их устранение представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

## Анализ отказов жаток

Характер отказа	Время простоя, мин.	Причина
Поломка луча мотовила	27	Наматывание хлебной массы
Скручивание цепи привода мотовила	63	Наматывание хлебной массы
Поломка лопасти мотовила	30	Попадание посторонних предметов
Поломка эксцентрикового механизма мотовила	37	Наматывание хлебной массы
Изгиб пальцевого бруса	15	Попадание посторонних предметов
Поломка пальца режущего аппарата	32	Попадание посторонних предметов
Поломка сегментов ножа	45	Попадание посторонних предметов
Обрыв пятки ножа режущего аппарата	15	Попадание посторонних предметов
Поломка ножа режущего аппарата	42	Забивание хлебной массой
Поломка спинки ножа	30	Попадание посторонних предметов
Поломка противорежущих пластин пальцев	20	Попадание посторонних предметов

Анализ причин отказов жаток (табл. 1.1) показывает, что при эксплуатации жаток с механическим приводом наблюдались частые внезапные отказы (поломка сегментов, пальцев, ножей режущего аппарата, лопастей, лучей мотовила из-за попадания в жатку посторонних предметов), которые составляют до 80% от общего количества. Время на устранение этих отказов значи-

тельно превышает время устранения постепенных отказов вследствие естественного износа и составляет до 70%.

Основная доля времени восстановления работоспособности жаток приходится на отказы мотовила, режущего аппарата и привода. Поэтому для повышения технического уровня зерноуборочной техники необходимо, с одной стороны, совершенствование привода жатки (например, применение на комбайнах и энергосредствах гидрообъемного ВОМ или непосредственно гидрофицированного привода самой жатки), а с другой, – совершенствование низко- и среднеоборотных гидромоторов для привода активных рабочих органов сельскохозяйственной техники.

Интенсивное и широкое внедрение силовых гидроприводов в самых различных областях сельскохозяйственного машиностроения заставляет вести углубленные исследования, связанные с совершенствованием применяемых гидравлических машин, их узлов и элементов.

Учитывая большие объемы использования гидромашин в сельскохозяйственном производстве (например, на томатоуборочном комбайне ТАКИ-18 установлено 13 гидромоторов), даже незначительное увеличение их безотказности и долговечности обеспечивает значительный экономический эффект, как в сфере производства за счет снижения расхода запасных частей, так и в сфере эксплуатации от сокращения простоев сельскохозяйственной техники и за счет уменьшения затрат на техническое обслуживание и ремонт.

## **1.2. Проблемы надежности силовых гидроприводов активных рабочих органов**

Из всех применяемых в технике регламентируемых показателей надежности для гидроагрегатов, используемых в приводах сельскохозяйственных машин, нормируется только долговечность [71,72,85]. Исследованиями Барышева Ю.В., Беленкова Ю.А., Вегеры В.П., Галабурды А.А., Дидура В.А., Кальбуса Г.Л., Клебанова А.Б., Лебедева А.Т., Тихомирова О.А.,

Черкуна В.Е., Янсосна В.В. и др. [1,3,28,33,40,52,57,69,94] подчеркивается недостаточная несоответствующая техническому уровню надежность отечественных гидроприводов и их агрегатов. Из этого следует, что сложившаяся в стране система оценки технического уровня гидроприводов и, в частности, их надежности, требует дальнейшего совершенствования.

В настоящее время сложились обстоятельства, когда даже при соблюдении требований нормативно-технической документации на всех стадиях разработки и использования гидроприводов сельскохозяйственной техники в процессе их эксплуатации наблюдаются достаточно частые отказы и неисправности.

Очевидным является то, что эффективность эксплуатации гидроприводов прежде всего зависит как от надежности их элементов [56,71,103-107], так и от способов обнаружения отказов и уровня необходимых ремонтных воздействий по их устранению.

Классификация отказов осуществляется по различным признакам, основными из которых являются причины возникновения, характер изменения параметров привода до момента завершения отказа, способы обнаружения, уровень ремонтных воздействий и др. Все многообразие факторов, характеризующих реальные условия эксплуатации и оказывающих влияние на надежность, можно свести к двум группам: объективной и субъективной.

К объективным факторам можно отнести воздействие окружающей среды, механические и другие внешние воздействия. К этой группе факторов относится старение, износ, динамические нагрузки от исполнительных механизмов и др.

К субъективным факторам относятся такие, которые в той или иной мере зависят от деятельности человека. К ним можно отнести выбор схемы и конструктивного решения при проектировании: выбор элементов, входящих в систему; режимов нормальной эксплуатации; организация технического обслуживания и др.

Решающую роль на надежность оказывают эксплуатационные факторы. В процессе эксплуатации и выявляется степень их влияния на надежность. Таким образом, вероятность нормального функционирования в процессе эксплуатации является одной из наиболее полных количественных характеристик, оценивающих надежность как по показателям безотказности, так и по восстанавливаемости.

Зависимость надежности от многочисленных и разнообразных факторов приводит к тому, что процесс появления отказов, а также изменения других характеристик надежности носят случайный характер [5,45,65,86].

Для уменьшения количества отказов, прежде всего, необходимо устранить причины их возникновения. Анализ данных эксплуатационных наблюдений за работой гидроприводов сельскохозяйственной техники и причины их отказов свидетельствует, что конструктивные, производственно-технологические и эксплуатационные факторы вызывают соответственно 27%, 26% и 47% отказов [42]. Причем, по мере доводки конструкции гидроагрегатов, совершенствования условий, технологии и организации производства, доля отказов, вызванных эксплуатационными факторами, увеличивается.

В связи с этим обеспечение и поддержание надежности гидроприводов необходимо производить на всех стадиях: при проектировании, изготовлении, ремонте, эксплуатации.

Несмотря на то, что эксплуатационные факторы в общей структуре отказов преобладают, все же этап проектирования является определяющим в процессе обеспечения надежности.

Анализ современного уровня надежности гидроприводов показал, что на их долю приходится от 16% до 40% отказов сложной сельскохозяйственной техники [22]. Это объясняется, прежде всего, тем, что такие важнейшие показатели надежности, как безотказность и долговечность большинства гидроагрегатов, не соответствуют нормируемым показателям, а ремонтпригодность техники не отвечает современным требованиям и потребностям

сельскохозяйственного производства.

От уровня ремонтпригодности сельскохозяйственной техники зависят не только затраты на техническое обслуживание и ремонт, но и продолжительность пребывания техники в работоспособном состоянии, техническая готовность и срок службы, что имеет решающее влияние на производительность и другие показатели эффективности использования сельскохозяйственной техники в условиях эксплуатации [53,65,86,88,95,97]. Поэтому повышение ремонтпригодности сельскохозяйственной техники должно решаться в сфере создания машин (путем разработки и изготовления конструкций с высокими показателями качества, в т.ч. безотказности и ремонтпригодности).

Уровень ремонтпригодности предусматривается при проектировании [86,88], обеспечивается при изготовлении машины и поддерживается при эксплуатации. Он зависит от многих факторов конструктивного, производственно-технологического и эксплуатационного характера. Влияние факторов на уровень ремонтпригодности обуславливается назначением и конструкторско-технологическими особенностями машины, условиями технической эксплуатации. Всю совокупность факторов можно условно разделить на две группы [3]: факторы, определяющие ремонтпригодность конструкций как свойство машины, и факторы, характеризующие условия проявления этого свойства. По возможности оценки все факторы можно подразделить на измеряемые количественно и качественно. Кроме того, можно выделить управляемые и неуправляемые факторы. Управляемые факторы должны устанавливаться с учетом минимальных издержек на изготовление и использование машины, а неуправляемые – при ее создании и эксплуатации.

В результате анализа работ и учета рекомендаций [4] составлена общая схема (рис. 1.2) и разработана классификация факторов, определяющих ремонтпригодность жаток зерноуборочных машин.

Проблема повышения ремонтпригодности является составной частью общей проблемы повышения надежности и технического уровня жаток и их

приводов.

В частности, анализ работ по обеспечению заданного уровня надежности гидроагрегатов, наряду с несоответствием фактических ресурсов нормируемым, показал, что за последние 10...20 лет темпы роста нормируемого ресурса гидроагрегатов значительно превышают темпы роста фактического ресурса в условиях эксплуатации. Так, за последние 20 лет нормируемый ресурс большинства гидроагрегатов увеличился до 6000 мото·ч., а фактический, за редким исключением, – до 1500...2000 мото·ч [2,3,34,43,47].

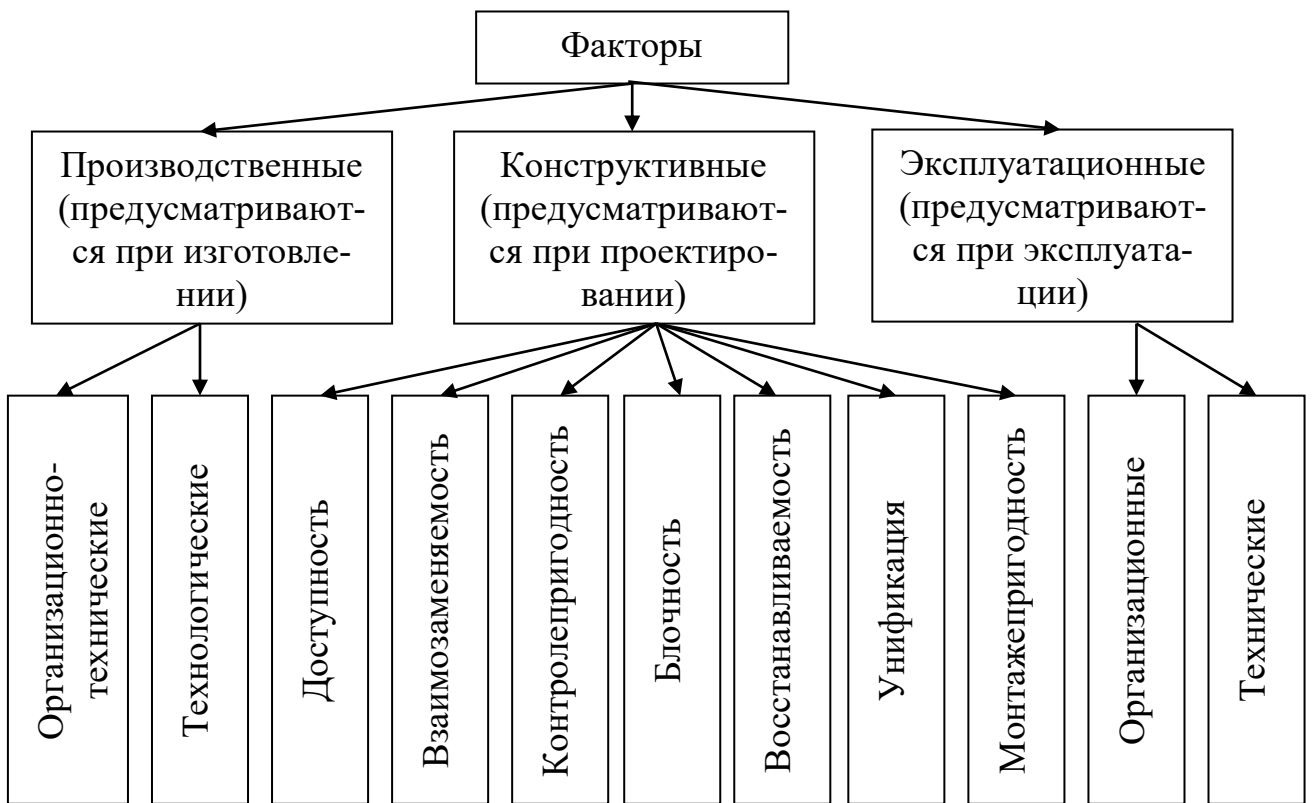


Рис. 1.2. Классификация факторов, определяющих ремонтпригодность сельскохозяйственной техники

Учитывая большие объемы производства гидроагрегатов, даже незначительное увеличение их безотказности, долговечности и ремонтпригодности обеспечивает значительный экономический эффект как в сфере производства за счет снижения расхода запасных частей, так и в сфере эксплуата-

ции от сокращения простоя сельскохозяйственной техники и за счет уменьшения затрат на техническое обслуживание и ремонт.

Эксплуатационные издержки гидроагрегатов в пределах нормируемого ресурса, связанные с затратами на ремонт в ряде случаев в несколько раз превосходят плановые, а стоимость ремонтно-восстановительных работ за этот период нередко достигает стоимости нового гидроузла.

Сложившиеся принципы обеспечения надежности сельскохозяйственной техники базируются в основном на эмпирическом подходе. Нормирование показателей надежности и их номенклатура осуществляется априорно с ориентацией на зарубежные образцы без учета отечественных условий производства и эксплуатации. Существующие методы проектирования не направлены на создание ремонтпригодных гидроагрегатов.

Роль научных исследований в создавшейся ситуации сводится прежде всего к разработке новых методов и средств, направленных на повышение надежности и эффективности эксплуатации гидрофицированной сельскохозяйственной техники.

Задачи повышения надежности силовых гидроприводов и методы их реализации не могут быть сведены к исследованию только существующих в настоящее время схем и конструкций, а должны быть приемлемы к гидроприводам перспективных сельскохозяйственных машин. Это позволит ускорить внедрение более совершенных технологий производства сельскохозяйственной продукции, повысить эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники, а также обеспечить экономию трудовых и материальных ресурсов.

Таким образом, задачи повышения надежности гидроприводов призваны решать комплекс вопросов теоретического и прикладного характера, которые непосредственно направлены на повышение эффективности сельскохозяйственного производства.

### **1.3. Элементы конструкций гидромашин, определяющие их надежность**

В последние годы идет напряженный поиск и совершенствование конструкций гидромашин [20,54,55,78,87,101] (насосов, гидромоторов, усилителей крутящего момента и т.д.), с целью:

- создания гидромашин с максимально простой конструкцией, доступной технологией изготовления и недорогим ремонтом;
- получения тихоходных гидромоторов, обеспечивающих для рабочих органов низкую скорость движения при высокой развиваемой мощности (т.е., способность создавать высокие крутящие моменты);
- разработки механизмов, надежных в эксплуатации, имеющих высокий коэффициент полезного действия, относительно небольшие размеры и вес.

Подвижные элементы обычной роторной гидромашины вращаются вокруг главной оси, а высокий крутящий момент на валу поршневых гидромоторов создается за счет увеличения количества и диаметров вытеснителей. У лопастных гидромоторов это достигается за счет увеличения числа камер статорного кольца.

При использовании вытеснителей с поверхностями, образованными циклоидальными кривыми, совершающими относительно плоско-параллельное движение, имеется возможность при одном подвижном звене (зубчатом роторе) получить гидромашину со значительно меньшими скоростями перемещения самих вытеснителей. При этом для насоса обеспечивается высокая производительность и минимальная неравномерность подачи, а для гидромотора – высокий крутящий момент и равномерное вращение выходного вала.

У такой гидромашины внутри охватывающего вытеснителя устанавливается охватываемый, на одну из сторон которого действует равномерное давление жидкости. В результате этого давления охватываемый вытеснитель

катится по охватывающему. Эффективная рабочая площадь  $F$  рассматриваемой гидромашины определяется уравнением [39]

$$F = D \cdot b,$$

где  $D$  – диаметр подвижного вытеснителя;

$b$  – ширина ротора.

Результирующая сила давления жидкости на ротор  $P$  равна произведению

$$P = p \cdot F,$$

где  $p$  – давление жидкости.

Тогда крутящий момент  $M_{кр}$  на валу гидромотора определяется произведением

$$M_{кр.} = 2p \cdot b \cdot r^2,$$

где  $r$  – радиус подвижного вытеснителя.

Полученная зависимость крутящего момента на выходном валу от радиуса для рассматриваемой гидромашины представляет уравнение параболы, следовательно, с увеличением размеров вытеснителей, значения крутящего момента возрастают пропорционально квадрату радиуса подвижного вытеснителя, а увеличение рабочего давления и ширины ротора приводит к его линейному увеличению.

Гидромашины с таким движением вытеснителей (когда центр подвижного вытеснителя описывает окружность вокруг центра) получили название - планетарные (по характеру движения самих рабочих элементов). Эти гидромашины получили самое большое распространение в силовых гидроприводах сельскохозяйственной техники (табл. 1.2). Они работают при высоких давлениях. Это их качество особенно важно для сельхозмашин, где зачастую необходимо наличие больших пусковых моментов, а также работа при низких частотах вращения и достаточном крутящем моменте.

Блок вытеснителей планетарных гидромашин представляет собой силовое соединение. В основу конструкции силового соединения заложен принцип работы зубчатой пары с внутренним гипоциклоидальным зацеплением

[6,9,39]. При этом число зубьев  $z_1$  охватывающей шестерни на один зуб больше числа зубьев  $z_2$  охватываемой шестерни

$$z_2 = z_1 + 1.$$

В такой зубчатой паре (образованной циклоидальными кривыми) соблюдаются одновременно условия обкатки и непрерывного контакта зубьев, разделяющего зону нагнетания от зоны слива.

Таблица 1.2

## Применяемость планетарных гидромоторов типа ГПР-Ф

Объем, см <sup>3</sup>	Применяемость на машине	Приводимый механизм
160	ПТН-4,0 Подборщик тюков навесной ГУТ-2,5А Тележка-укладчик тюков КУТ-3,0А Кормораздатчик КУТ-10А Кормораздатчик ПС-1,6 Пресс-подборщик ПСС-5,5 Погрузчик силоса и сенажа КПС-5Г Самоходная косилка-плющилка	Транспортер Подборщик Транспортер Попереч. транспортер Подборщик Транспортер Жатка, плющилка
250	РСР-10 Раздатчик-смеситель кормов КПКУ-75 Прицепной кормоуборочный комбайн	Транспортер Прицепное устройство
320	КСК-100 Самоходный уборочный комбайн КПКУ-75 Прицепной кормоуборочный комбайн ПСС-5,5 Погрузчик силоса и сенажа	Жатка, питающий аппарат Жатка, питающий аппарат Транспортер
400	КТУ-10А Кормораздатчик ПРП-1,6 Пресс-подборщик рулонный	Блок биттеров Подборщик
630	СПТ-60 Подборщик-стогообразователь СП-60 Прицеп-стоговоз АВМ-0,65Р; АВМ-1,5; АВМ-3,0 Агрегат приготовления травяной муки ИРТ-165 Измельчитель кормов грубых ПНД-250 Погрузчик непрерывного действия	Транспортер Транспортер-гусеница Сушильный барабан Бункер, транспортер Транспортер

Технологические трудности, связанные с изготовлением таких зубчатых передач, привели к созданию эквидистантного профиля зуба рассматриваемого соединения [6,9]. Дальнейшая доработка зубчатого профиля позво-

лила аппроксимировать эквидистантный контур гипоциклоид дугами окружностей [9], причем зубья охватывающей шестерни выполнены в виде роликов. Такое конструктивное решение позволило заменить трение скольжения между поверхностями вытеснителей трением качения.

В гидромашинах с круговой формой выступов одного из сопрягаемых профилей (рис. 1.3, в) ротор 2 совершает планетарное движение. Синхронизация его движения, как и в гидромашинах со специальным профилем (рис.1.3, а–в), осуществляется за счет силового взаимодействия профилей.

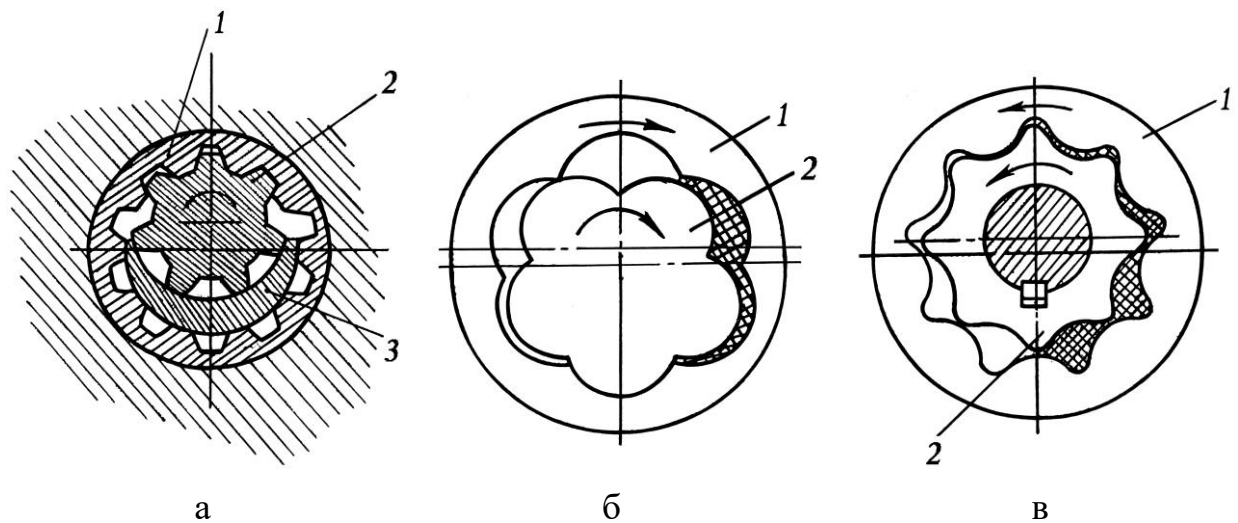


Рис. 1.3. Схемы роторных шестеренных гидромашин с внутренним зацеплением с различным контуром рабочей полости:  
а – с эвольвентным; б – эпициклоидным; в – гипоциклоидным;  
1 и 2 – ведущая и ведомая шестерни соответственно; 3 – уплотнитель

Планетарные гидромашины с круговым профилем зубьев ротора и статора находят все большее применение в отечественном машиностроении [8,9,32,39]. Практика показала, что эти гидромашины целесообразнее использовать в режиме гидромотора [9,39].

Ротор планетарной гидромашины обкатывается по направляющей под действием гидравлического поля, которое движется параллельно направляющей, т.е., гидравлическое поле выполняет роль кривошипа (води́ла) планетарного редуктора. Движение (вращение) поля осуществляется с помощью специального распределительного устройства [32,39].

Планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет кривошипного механизма или за счет дополнительного эвольвентного зацепления, а также путем использования дополнительной зубчатой пары внутреннего зацепления, сателлит которой соединен с ротором [9,39].

Самой распространенной планетарной гидромашиной, производимой в СНГ, является гидромотор серии ГПР-Ф (рис. 1.4) [32]. Как все роторные гидромашин, гидромотор ГПР-Ф – реверсивный. Изменение направления вращения выходного вала осуществляется изменением направления движения рабочей жидкости.

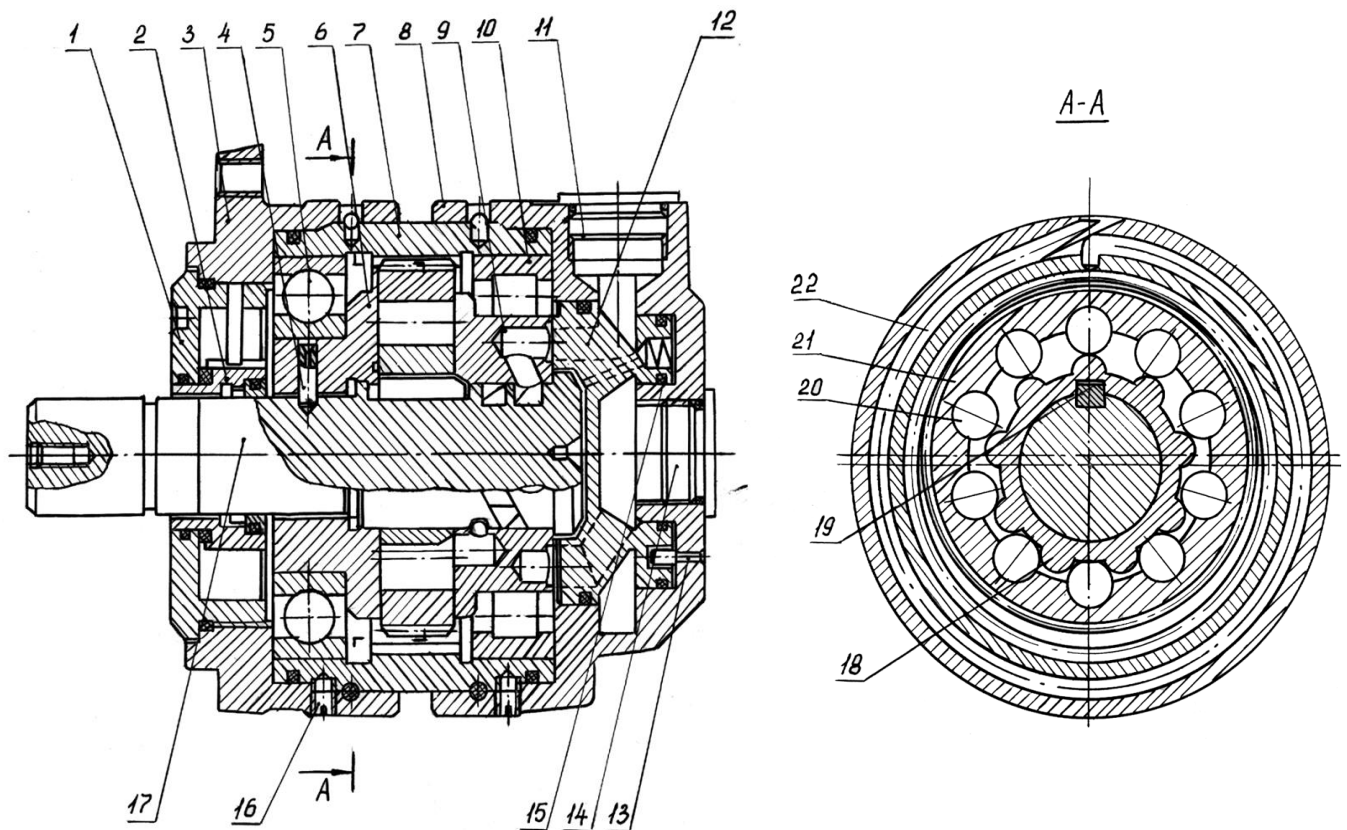


Рис. 1.4. Планетарный гидромотор серии ГПР-Ф:  
 1 и 2 – уплотнители; 3 и 8 – крышки; 5 и 10 – шарикоподшипники;  
 6 – щека; 7 – корпус; 9 – распределитель; 11 и 14 – полости нагнетания  
 и слива; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 и 22 – стопор; 17 – вал; 18 – шестер-  
 ня; 19 – шпонка; 20 – ролики; 21 – ротор

Силовой блок с помощью шарикоподшипников 5 и 10 устанавливается в корпусе. Причем компенсация планетарного движения ротора осуществляется с помощью внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления, образованного охватываемой (наружной) поверхностью ротора и охватывающей (внутренней) поверхностью корпуса. Осевое перемещение силового блока ограничивается передней 3 и задней 8 крышками. В задней крышке 8 установлен золотник 12, который своими проточками соединен с полостями 11 и 14 подвода (отвода) рабочей жидкости. Поджатие золотника 12 к распределителю 9 в момент пуска (отсутствие давления в рабочих полостях) осуществляется пружинами. С задней крышкой золотник связан штифтом 13. Крепление крышек гидромотора с помощью стопоров 22 и штифта 13 позволяет произвести установку фазы распределения путем поворота крышки относительно корпуса. После установки фазы распределения крышка фиксируется стопором 16. Уплотнители 1 и 2 служат для предотвращения утечек на валу.

Исследованиями [9,32,39] установлено, что для всех гидромашин роторного типа, ресурс вытеснителей (рабочей пары) в 2...3 раза ниже, чем у остальных узлов и соединений. Следовательно, в процессе эксплуатации гидромашин возникает необходимость выполнить два-три ремонта ее рабочей пары (вытеснителей). Применительно к планетарным гидромашинам можно отметить, что их ремонт происходит путем полной замены всего блока вытеснителей, так как конструктивно и технологически этот блок не подлежит восстановлению [9,39]. При этом необходимо отметить, что ресурс вытеснителей после восстановления (замены) не всегда кратен остаточному ресурсу остальных узлов и соединений гидромашин, а следовательно не всегда экономически целесообразен.

По данным ОАО «КБ Бердянксельмаш» гидромотор имеет значительную неравномерность вращения выходного вала уже после 100 *мото-час.*, вызванную несовершенством конструкции блока вытеснителей.

На основании рассмотренной конструкции создан унифицированный ряд планетарно-роторных гидромоторов. Однако, при всем множестве различных конструктивных элементов, планетарные гидромоторы могут быть объединены по трем основным узлам (соединениям), определяющим эксплуатационную эффективность этих машин:

- силовому соединению со специальным циклоидальным профилем вытеснителей (зубьев);
- распределительному механизму, создающему вращающее гидравлическое поле, для получения планетарного движения вытеснителей;
- механизму, компенсирующему планетарное движение ротора.

Если изменение технического состояния распределительных и компенсирующих механизмов в процессе эксплуатации нашли свое отражение в работах [9,14,17,49,79], то взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей и функциональных параметров гидромотора для силового соединения остается малоизученной, а вопрос динамики изменения формы и описания вытеснителей в виде тел вращения вообще не рассматривался и не опубликован в литературных источниках.

#### **1.4. Пути повышения эффективности использования сельскохозяйственной техники**

Постоянное увеличение производительности самоходных зерноуборочных и других сельскохозяйственных машин требует оснащения их активными рабочими органами, подвод мощности к которым должен обеспечиваться современными трансмиссиями и приводами. Существующий механический привод не обеспечивает в полной мере решения указанной задачи, особенно при разветвлении потока мощности по отдельным рабочим органам таких агрегатов, какими являются жатки. Это обстоятельство определило поиски новых способов передачи энергии. Многочисленные исследования [13,18,22,27,54,55,67,75,76] показали эффективность применения объемного

гидропривода, применение которого на сельскохозяйственных машинах, определилось к настоящему времени, как одно из основных направлений повышения их технического уровня [50,56,70,98].

Научному и технико-экономическому обоснованию сферы использования гидропривода в конструкциях сельскохозяйственных машин посвящено множество работ [42,52,58,59,66,68]. Анализ этих и других исследований позволяет констатировать, что важнейшими этапами в развитии отечественного гидропривода сельскохозяйственной техники являются:

- внедрение и дальнейшее совершенствование отдельно-агрегатной системы тракторов на базе гидроагрегатов, которые позволяют осуществить дальнейшее расширение сферы применения гидропривода;
- внедрение гидропривода активных рабочих органов;
- внедрение гидропривода ходовых систем мобильных сельскохозяйственных агрегатов.

Характерно, что каждый последующий этап развития гидропривода по сравнению с предыдущим, характеризуется усложнением конструкции, повышением напряженности режимов эксплуатации, передачей гидроприводу более ответственных функций при увеличении влияния надежности гидропривода на надежность функционирования сельскохозяйственной техники.

Программа гидрофикации сельскохозяйственной техники ориентирует промышленность на обеспечение конкурентоспособности отечественных гидроприводов с лучшими образцами зарубежных фирм таких как "Джон-Дир", "Мэсси-Фергюсон", "Кейс" и др.

Предусматривается осуществление гидрофикации режущих аппаратов: косилок, жаток, комбайнов и др. машин, использование гидропривода с дисками разбрасывателей минеральных удобрений, к рабочим органам погрузчиков, транспортерам и транспортирующим устройствам, грохотам картофелеуборочных комбайнов и машин для вибрационной уборки садовых культур.

В соответствии со сложившимися тенденциями гидроприводы сельскохозяйственной техники состоят из двух основных групп: дистанционного управления и силовых. Группа приводов дистанционного управления в общем объеме гидрофицированных машин в настоящее время составляет около 57%, и примерно 43% составляют силовые гидроприводы [19,22,26,99]. Несмотря на это, с точки зрения оценки современного уровня надежности, больший интерес представляют силовые гидроприводы, надежность которых, во-первых, определяет устойчивость технологического процесса всей машины, во-вторых, охватывает значительно более широкий спектр факторов, оказывающих влияние на надежность и, наконец, учитывает значительно больше затраты на устранение отказов.

Гидроприводы непрерывного действия (или, условно, силовые) стали применяться в сельскохозяйственной технике сравнительно недавно. Перспективность их массового внедрения и высокая технико-экономическая эффективность подтверждены многими научно-исследовательскими работами и испытаниями в хозяйственных условиях, проведенными в нашей стране и за рубежом. Все большее число реальных конструкций сельскохозяйственных машин с гидроприводом экспонируется на международных выставках. Для применения силового гидропривода сельскохозяйственного назначения в достаточно широких масштабах потребуется организация специализированного производства гидрооборудования, что связано с крупными народно-хозяйственными затратами. Именно в этой начальной стадии важно обоснованно определить направление и содержание дальнейших научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, так как ошибки и просчеты в этом деле чреваты серьезными экономическими последствиями. Известно, что самым крупным потребителем силовых гидроприводов является сельскохозяйственное машиностроение; причем гидроприводы малой мощности, до 16 кВт, предназначены в основном для работы навесного оборудования; гидроприводы средней мощности (50-60% мощности двигателя) с гидромоторами - для обслуживания активных рабочих органов уборочных

машин, почвенных фрез, машин по внесению минеральных и органических удобрений и др.

Недостаточно широкое применение гидропривода активных рабочих органов, как у нас в стране (табл. 1.2), так и за рубежом объясняется следующими причинами [19,22,27,54,59]: спецификой требований к приводам рабочих органов; тяжелыми условиями работы и хранения сельхозмашин; ограниченной номенклатурой гидроагрегатов; недостаточной их надежностью и долговечностью; низким техническим уровнем выпускаемых гидроагрегатов; высокой стоимостью гидроагрегатов и др. Отмеченные недостатки в области сельскохозяйственного гидроагрегатостроения сдерживают разработку комплексно - гидрофицируемых сельхозмашин, что позволило бы получить определенный технико-экономический эффект при оптимальных решениях.

Анализируя технические требования к приводам сельхозмашин, можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп:

- зерноуборочные комбайны (мотовило жатки, шнек и режущий аппарат жатки, наклонная камера, молотилка, соломотряс, вентилятор очистки, шнеки, вибраторы, ходовая часть, рулевое управление);
- кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (транспортеры, битеры, молотилка, копачи, элеваторы, шнеки, рулевое управление);
- плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Для гидрофикации рабочих органов указанных сельхозмашин необходимо разработать методические основы расчета гидропривода с оптимальными параметрами; провести исследования, разработать и освоить в производстве среднеоборотные и низкооборотные, высокомоментные гидромоторы.

Таким образом, современные тенденции развития гидрофикации сельскохозяйственной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих схем гидроприводов и конструкций гидроагрегатов, а также новых подходов в решении проблемы обеспечения

надежности, реализация которых призвана снизить затраты труда и материальные ресурсы на техническое обслуживание и ремонт.

### **1.5. Цель и задачи исследований**

Эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники, уровень надежности которой в настоящее время недостаточен [4,18,28,81,90], и в определенной степени зависит от совершенства приводов активных рабочих органов. Недостаточно широкое применение гидропривода активных рабочих органов сельскохозяйственной техники как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидроагрегатов, недостаточной их надежностью [1,3,28,40,57,69,94], а также отсутствием комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации силовых гидроприводов вращательного действия и их элементов.

Авторы работ [6,7,9,54,55,99,100] приходят к выводу, что надежность силовых гидроприводов мобильной сельскохозяйственной техники, определяющим образом (до 80%) зависит от надежности используемых гидромоторов (как исполнительных механизмов приводов активных рабочих органов сельхозмашин). Анализ силовых приводов сельскохозяйственного назначения показал, что в этом типе приводов наибольшее применение получили гидромоторы планетарного типа, при этом, работоспособное состояние гидромотора, независимо от конструкции, характеризуется надежностью его вытеснительных элементов.

Уборочная зерновая техника работает в экстремальных условиях эксплуатации. Для нее характерны сжатые сроки интенсивной работы в несколько смен, практически непрерывно. В этом специфика уборочной страды, когда задержка в сроках ее проведения чревата потерями зерновой части урожая. Указанные факторы предъявляют особые требования к надежности техники, обеспечивающей механизацию процессов уборки зерновых. В тоже время, имеющийся опыт эксплуатации зерноуборочных машин указывает на

недостаточную их надежность. Средняя наработка на отказ зерноуборочного комбайна составляет около 20 часов. При этом большую часть отказов составляют поломки жаток, которые в технологическом потоке первыми взаимодействуют с хлебной массой. Вследствие этого механизмы жаток могут быть перегружены неравномерностью подачи массы, возможным попаданием посторонних включений в режущий аппарат или наматыванием стебле-стоя на планки мотовила. Все это приводит к поломкам как самих рабочих органов, так и к отказам элементов привода. Снижение отказов жатвенного агрегата может осуществляться путем модернизации привода, либо за счет применения защитных предохранительных устройств, либо использование гидропривода уменьшающего динамические перегрузки в экстремальных условиях.

Поэтому целью данной работы является: повышение эффективности эксплуатации зерновых жаток путем разработки рациональной конструкции привода.

На основании проведенного анализа и в соответствии с целью исследований в работе поставлены следующие задачи:

- изучить причины недостаточной надежности существующих конструкций зерновых жаток;
- выявить конструктивные элементы жаток, лимитирующие их работоспособность и безотказность, а также изыскать способы устранения недостатков;
- изучить влияние конструктивных параметров применяемых приводов на их функциональные характеристики, обеспечивающие заданный уровень надежности;
- установить предельные эксплуатационные параметры привода механизмов жаток, определяющие функциональные их отказы;
- разработать технические рекомендации по повышению надежности зерновых жаток и привести технико-экономический расчет эффективности внедрения разработок в производство.

## РАЗДЕЛ 2

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОВЫХ ЖАТОК

#### 2.1. Структурный анализ надежности зерновой жатки

Зерновую жатку можно представить в виде некоторой системы состоящей из ряда отдельных подсистем. К таким подсистемам, выполняющим самостоятельные функции, относятся, прежде всего, мотовило, транспортёр, режущий аппарат и общий для всех механизмов привод [12,36,38].

Эффективность работы жатки зависит от работоспособности каждой из подсистем, а также определяется способом их соединения в общую систему. При этом отказ в работе любой из подсистем ведет к отказу всей жатки в целом и прекращению ее нормального функционирования. Каждый из механизмов (подсистем) может находиться в двух фиксированных положениях: рабочем или нерабочем, обусловленном отказом в ожидании или в состоянии ремонта. Нахождение подсистемы в том или ином состоянии количественно оценивается соответствующей вероятностью.

Таким образом, переходы жатки, как сложной системы, из одного состояния в другие может рассматриваться в виде процесса с фиксированными дискретными положениями и непрерывным временем переходов. При этом заранее невозможно предвидеть, в какой момент времени с механизмами могут происходить те или иные отказы, требующие диагностики и ремонтных работ. Такой случайный процесс переходов с точки зрения математического описания удобно рассматривать как марковский и иллюстрировать его соответствующим графом состояний. Для зерновой жатки размеченный граф состояний представлен на рис. 2.1.

Предполагается, что потоки событий, связанные с переходами в различные состояния, являются простыми пуассоновскими, обладающими интен-

сивностями  $\lambda_i$  и  $\mu_i$   $i$ -ых подсистем [15,21,44]. Таким образом, жатка как система может находиться в конечном числе возможных дискретных состояний:

$S_0$  – исправная и работает;

$S_1$  – исправная, но не работает (простой);

$S_2$  – неисправная (диагностирование причины отказа);

$S_3$  – неисправная по причине отказа мотовила и устранения поломки;

$S_4$  – неисправная по причине отказа режущего аппарата и устранения поломки;

$S_5$  – неисправная по причине отказа транспортера и устранения поломки;

$S_6$  – неисправная по причине отказа привода и устранения поломки.

Описание случайного процесса перехода в различные состояния может быть осуществлено на основе определения вероятностей состояния, которые в общем случае являются функциями времени  $P_0(t), P_1(t) \dots P_6(t)$ .

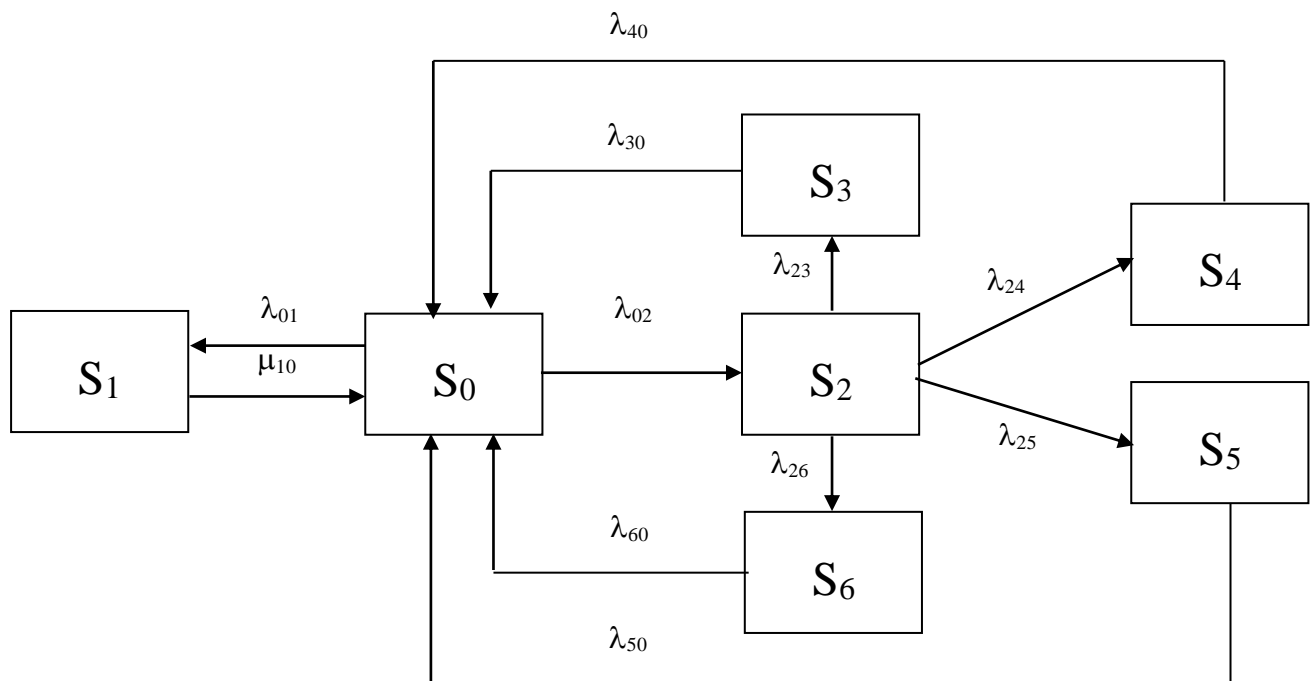


Рис. 2.1. Размеченный граф состояния зерновой жатки.

Или можно записать:  $P_i(t) = P\{S(t) = S_i\}$ ,

где  $P_i(t)$  – вероятность того, что в момент времени  $t$  система  $S$  находится в состоянии  $S_i$ .

Следуя правилу составления уравнений Колмогорова [16,46], используемого в системах, блуждающих по множеству состояний, для рассматриваемой жатки можно записать:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_0(t)}{dt} = \mu_{10} \cdot P_1(t) + \lambda_{40} \cdot P_4(t) + \lambda_{30} \cdot P_3(t) + \lambda_{50} \cdot P_5(t) + \\ \quad + \lambda_{60} \cdot P_6(t) - \lambda_{01} \cdot P_0(t) - \lambda_{02} \cdot P_0(t); \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_{01} \cdot P_0(t) - \mu_{10} \cdot P_1(t); \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_{02} \cdot P_0(t) \cdot (\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}); \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_{23} \cdot P_2(t) - \lambda_{30} \cdot P_3(t); \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = \lambda_{24} \cdot P_2(t) - \lambda_{40} \cdot P_4(t); \\ \frac{dP_5(t)}{dt} = \lambda_{25} \cdot P_2(t) - \lambda_{50} \cdot P_5(t); \\ \frac{dP_6(t)}{dt} = \lambda_{26} \cdot P_2(t) - \lambda_{60} \cdot P_6(t). \end{array} \right. \quad (2.1)$$

Если учесть, что возможные состояния жатки статистически независимые события, то для полной группы таких событий существует нормировочное условие в виде следующей суммы:

$$\sum_{i=0}^{i=6} P_i(t) = 1. \quad (2.2)$$

Чтобы решить систему дифференциальных уравнений (2.1) относительно неизвестных вероятностей состояний  $P_i(t)$ , зададимся начальным

распределением вероятностей в момент начала работы при  $t = 0$ .

Правомерно допустить, что в начальный момент времени жатка находится в работоспособном состоянии и выполняет свои функции по уборке урожая. То есть, система находится в состоянии  $S_0$  с вероятностью  $P_0(0) = 1$ . Тогда, согласно, нормировочного условия, остальные вероятности состояний равны:

$$P_1(0) = P_2(0) = P_3(0) = P_4(0) = P_5(0) = P_6(0) = 0.$$

В установившемся режиме эксплуатации, когда процессы переходов приобретают некоторый стационарный характер, вероятности состояний стремятся к некоторым своим предельным (финальным) значениям:

$$P_i = \lim_{t \rightarrow \infty} P_i(t).$$

Это характерно для стационарного режима эксплуатации. В таком режиме жатка переходит из одного состояния в другое, но вероятности нахождения в них остаются постоянными. Каждая финальная вероятность приобретает значение среднего относительного времени пребывания жатки в том или ином состоянии. Если возврат в то или иное состояние возможен, то такие состояние считается существенным. Для установления финальных вероятностей важно (необходимо и достаточно), чтобы из какого-либо существенного состояния система (жатка) за какое-то количество шагов могла попасть в другое любое существенное состояние.

Из графа состояний зерновой жатки (рис. 2.1) видно, что все её состояния существенны ибо после выполнения конечного количества шагов (переходов) всегда возможен возврат системы в любое другое существенное. Это говорит о возможности достижения устанавливающегося режима переходов для которого выполняется условие:

$$P_i = \text{const}; \quad \lambda_{ij} = \text{const}.$$

В этом случае, исходя из стационарности режима для установившегося

процесса будет справедливо равенство:

$$\frac{dP_i}{dt} = 0. \quad (2.3)$$

Тогда решение системы дифференциальных уравнений может быть заменено решением системы линейных алгебраических уравнений [30,31]:

$$\left\{ \begin{aligned} (\lambda_{01} + \lambda_{02}) \cdot P_0 &= \mu_{10} \cdot P_1 + \lambda_{40} \cdot P_4 + \lambda_{30} \cdot P_3 + \lambda_{50} \cdot P_5 + \lambda_{60} \cdot P_6; \end{aligned} \right. \quad (2.4)$$

$$\mu_{10} \cdot P_1 = \lambda_{01} \cdot P_0; \quad (2.5)$$

$$\left\{ \begin{aligned} (\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}) \cdot P_2 &= \lambda_{02} \cdot P_0; \end{aligned} \right. \quad (2.6)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda_{30} \cdot P_3 &= \lambda_{23} \cdot P_2; \end{aligned} \right. \quad (2.7)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda_{40} \cdot P_4 &= \lambda_{24} \cdot P_2; \end{aligned} \right. \quad (2.8)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda_{50} \cdot P_5 &= \lambda_{25} \cdot P_2; \end{aligned} \right. \quad (2.9)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda_{60} \cdot P_6 &= \lambda_{26} \cdot P_2. \end{aligned} \right. \quad (2.10)$$

Таким образом, получена система из семи алгебраических уравнений с семью неизвестными  $P_0 \dots P_6$ . Эти уравнения системы могут быть дополнены нормировочным условием (2.2).

Решение системы выполним методом подстановок. Для этого заменим первое наиболее громоздкое уравнение (2.4) нормировочным условием (2.2).

Из уравнения (2.5) системы имеем:

$$P_0 = P_2 \cdot \left( \lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{02}} \right). \quad (2.11)$$

Далее из следующих (2.7...2.10) уравнений системы получаем:

$$P_3 = P_2 \cdot \left( \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} \right); \quad (2.12)$$

$$P_4 = P_2 \cdot \left( \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} \right); \quad (2.13)$$

$$P_5 = P_2 \cdot \left( \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} \right); \quad (2.14)$$

$$P_6 = P_2 \cdot \begin{pmatrix} \lambda_{26} \\ \lambda_{60} \end{pmatrix}. \quad (2.15)$$

Решим систему подставляя в нормировочное условие значения всех вероятностей, выраженных через  $P_2$ :

$$P_2 \cdot \frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} \cdot P_2 \cdot \frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} + \\ + P_2 + P_2 \cdot \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + P_2 \cdot \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + P_2 \cdot \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + P_2 \cdot \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} = 1.$$

Откуда:

$$P_2 \cdot \frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} \cdot \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} + P_2 + P_2 \cdot \left( \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right) = 1.$$

Или, вынеся  $P_2$  за скобки, имеем:

$$P_2 \cdot \left[ \frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} \right) + \left( \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right) + 1 \right] = 1.$$

Решив относительно  $P_2$ , получим:

$$P_2 = \frac{1}{\frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} \right) + 1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}}$$

или

$$P_2 = \left[ \frac{(\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26})}{\lambda_{02}} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} \right) + 1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right]^{-1}.$$

Соответственно, имея  $P_2$ , по формулам (2.11...2.15) определяются вероятности  $P_0$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $P_5$ ,  $P_6$ . Вероятность  $P_1$  находится из нормировочного условия как разность:

$$P_1 = 1 - (P_0 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6). \quad (2.16)$$

Полученные вероятности состояний положены в основу определения комплексных показателей надёжности зерновой жатки. Так, коэффициент

готовности  $K_2$  определяется суммой вероятностей работоспособных состояний, когда жатка исправна и работает, а также, когда она исправна, но не работает по каким-то организационным причинам:

$$K_2 = P_0 + P_1.$$

Подставив значения вероятностей, имеем:

$$K_2 = P_0 + \left[1 - (P_0 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6)\right].$$

Или после преобразований запишем:

$$K_2 = 1 - P_2 - P_3 - P_4 - P_5 - P_6.$$

Заменяя вероятности состояний через вероятность  $P_2$ , получим:

$$K_2 = 1 - P_2 \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}\right).$$

После подстановки значения  $P_2$  и соответствующих преобразований окончательно можно записать:

$$K_2 = \frac{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}}{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26} + \frac{\lambda_{02}}{\left(1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}}\right)} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}\right)}. \quad (2.17)$$

Другим комплексным показателем надежности, который характеризует работоспособность жатки, является коэффициент технического использования  $K_{m.u.}$ . Он равен:

$$K_{m.u.} = K_2 - (P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6).$$

Подставив значение коэффициента готовности после преобразований, получим:

$$K_{m.u.} = 1 - 2 \cdot (P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6).$$

Откуда можно записать:

$$K_{m.u.} = 1 - 2P_2 \cdot \left(1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}\right).$$

Окончательно, заменив вероятность  $P_2$  её значением, получим:

$$K_{m.u.} = 1 - \frac{2 \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}} \right)}{\frac{\lambda_{23} + \lambda_{24} + \lambda_{25} + \lambda_{26}}{\lambda_{02}} \cdot \left( 1 + \frac{\lambda_{01}}{\mu_{10}} \right) + 1 + \frac{\lambda_{23}}{\lambda_{30}} + \frac{\lambda_{24}}{\lambda_{40}} + \frac{\lambda_{25}}{\lambda_{50}} + \frac{\lambda_{26}}{\lambda_{60}}}.$$

Для анализа состояния жатки с точки зрения её надежности представляет практическую ценность определение влияния интенсивностей потоков отказов и восстановлений, характеризующих отдельные подсистемы: мотопило, режущий аппарат, транспортер и привод.

В первом приближении об интенсивностях событий, переводящих жатку из одного фиксированного состояния в другое можно судить по средним временам пребывания ее в том или ином состоянии. Поэтому для расчетов интенсивностей переходов  $\lambda_i$  и  $\mu_{10}$  используются следующие соотношения [92,93]:

$$\lambda_i = (\bar{T}_i)^{-1}; \quad (2.18)$$

$$\mu_{10} = \bar{T}_{10}^{-1}. \quad (2.19)$$

где  $\bar{T}_i$  – среднее время проведения  $i$ -й операции.

Обобщение наблюдений за работой зерновых жаток в полевых условиях позволило установить суммарные за сезон средние времена проведения технологических операций по обслуживанию. Они представлены в таблице 2.1.

На основании полученных данных, используя уравнение (2.18, 2.19), определены значения интенсивностей переходов при изменении состояний жатки,  $\chi^{-1}$ :

$$\lambda_{23} = 0,02; \lambda_{24} = 0,05; \lambda_{25} = 0,03; \lambda_{26} = 0,06;$$

$$\lambda_{30} = 0,008; \lambda_{40} = 0,012; \lambda_{50} = 0,01; \lambda_{60} = 0,01; \lambda_{02} = 0,01.$$

Подстановкой значений интенсивности переходов в соответствующие

уравнения для расчетов вероятностей состояний (2.11...2.16) определены их конкретные значения:

$$P_0 = 0,448; P_1 = 0,085; P_2 = 0,028; P_3 = 0,07;$$

$$P_4 = 0,117; P_5 = 0,084; P_6 = 0,168.$$

Таблица 2.1.

Среднее время на выполнение основных технологических операций по обслуживанию зерновых жаток

Наименование операции	Среднее время выполнения операций $T_i$ , ч.
1. Диагностирование неисправности и подготовки к ремонту мотовила	$T_{23} = 50$
2. Диагностирование неисправности и подготовки к ремонту режущего аппарата	$T_{24} = 20$
3. Диагностирование неисправности и подготовки к ремонту транспортера	$T_{25} = 33$
4. Диагностирование неисправности и подготовки к ремонту гидропривода	$T_{26} = 16,7$
5. Ремонт мотовила	$T_{30} = 125$
6. Ремонт режущего аппарата	$T_{40} = 83,3$
7. Ремонт транспортера	$T_{50} = 100$
8. Ремонт привода	$T_{60} = 100$
9. Подготовка к диагностике ремонтных работ	$T_{02} = 100$

Исходя из подсчитанных вероятностей, коэффициент готовности жатки составляет  $K_2 = 0,533$ .

Анализ влияния отдельных механизмов (подсистем) на общую работоспособность и надежность зерновой жатки показывает, что наибольшая вероятность нахождения жатки в состоянии ремонта возникает по причине отказа привода  $P_6 = 0,168$ . Наиболее надежным из ее механизмов является мотовило, для которого вероятность отказа составляет всего  $P_3 = 0,07$ . Меньше

надежность у транспортера  $P_5 = 0,084$  и еще меньше у режущего аппарата  $P_4 = 0,117$ . Отказы отдельных подсистем жатки распределяются в следующем соотношении: режущий аппарат – 25%, мотовило – 15%, транспортер – 18%, привод – 36%. Таким образом, узлом, лимитирующим эксплуатационную надежность жатки, является привод, требующий доработок в направлении повышения наработки на отказ и снижения времени на отыскание и устранение неисправностей.

Из полученных данных следует, что первостепенное внимание при повышении надежности и работоспособности зерновой жатки необходимо уделять гидроприводу.

Научный интерес представляет анализ влияния изменений интенсивностей проведения ремонтных работ (восстановлений) гидропривода на коэффициент готовности зерновой жатки. На основании полученной формулы (2.17) построен график этой зависимости, который представлен на рис. 2.2.

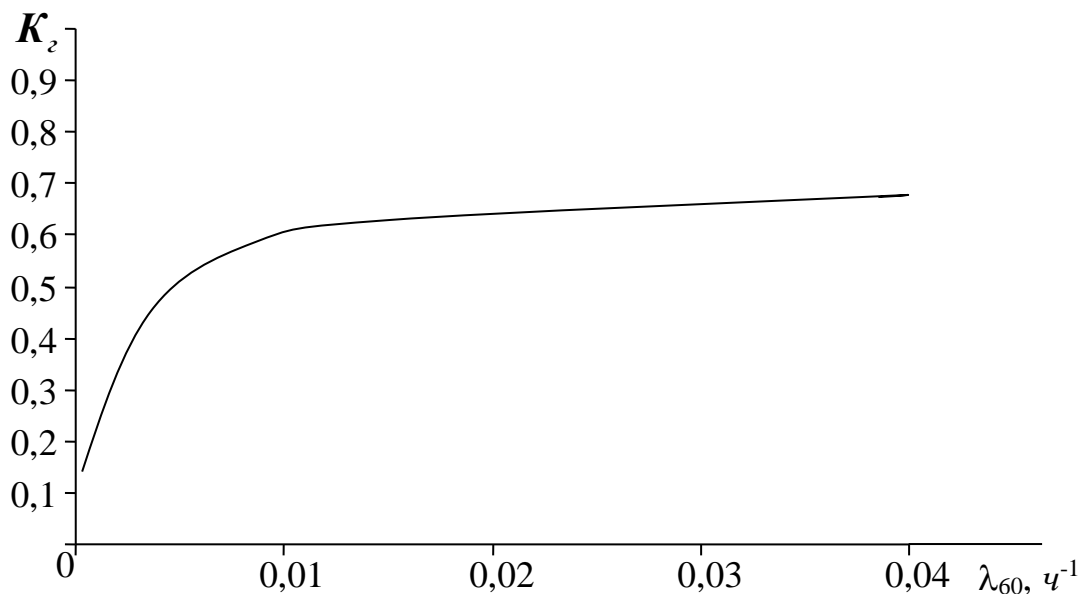


Рис. 2.2. Влияние интенсивности проведения ремонтных работ (восстановлений) гидропривода жатки на коэффициент ее готовности.

Обращает на себя внимание нелинейный характер изменения коэффициента готовности от интенсивности проведения ремонтных работ. График отражает затухающий процесс увеличения коэффициента готовности, кото-

рый существенно возрастает только до значений интенсивностей, не превышающих  $\lambda_{60} = 0,01\text{ч}^{-1}$ . В дальнейшем увеличение интенсивности приводит к незначительному увеличению коэффициента готовности, который в целом для принятой конструкции не превышает величины  $K_2 = 0,8$ .

## 2.2. Анализ причин потери работоспособности серийными гидромоторами, применяемыми для приводов сельхозмашин

Надежность и работоспособность гидропривода зерноуборочных машин во многом определяется тем, насколько удачно конструктивное решение его исполнительных элементов. При испытаниях серийного гидромотора ГПР-Ф в режиме привода зерновой жатки (по данным ОАО «КБ Бердянсксельмаш») установлено, что в связи с несовершенством конструкции блока вытеснителей уже после 100 мото-час. работы наблюдается значительная неравномерность вращения мотвила и перемещения ножей режущего аппарата, которое приводит к «разбалтыванию» всей жатки. Поэтому при использовании гидромоторов типа ГПР-Ф для привода активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники необходимо исследовать и устранить причины, вызывающие неравномерность вращения блока вытеснителей.

Принцип действия и кинематика движения вытеснителей планетарных гидромашин изучались [8,39,80,89] для теоретического (беззазорного и геометрически правильного) соединения (рис. 2.3). В это же время, погрешности аппроксимации профилей зубьев, технологические трудности, вызванные особенностями сопряжений деталей силового соединения, – обуславливают образование диаметрального зазора  $S$  (рис.2.3, а). В процессе эксплуатации, в результате износа вытеснителей, этот зазор постоянно увеличивается, достигая некоторого предельного значения [8,33,51].

Реальное силовое соединение отличается от теоретического наличием диаметрального зазора. Поэтому, с целью исследования изменения

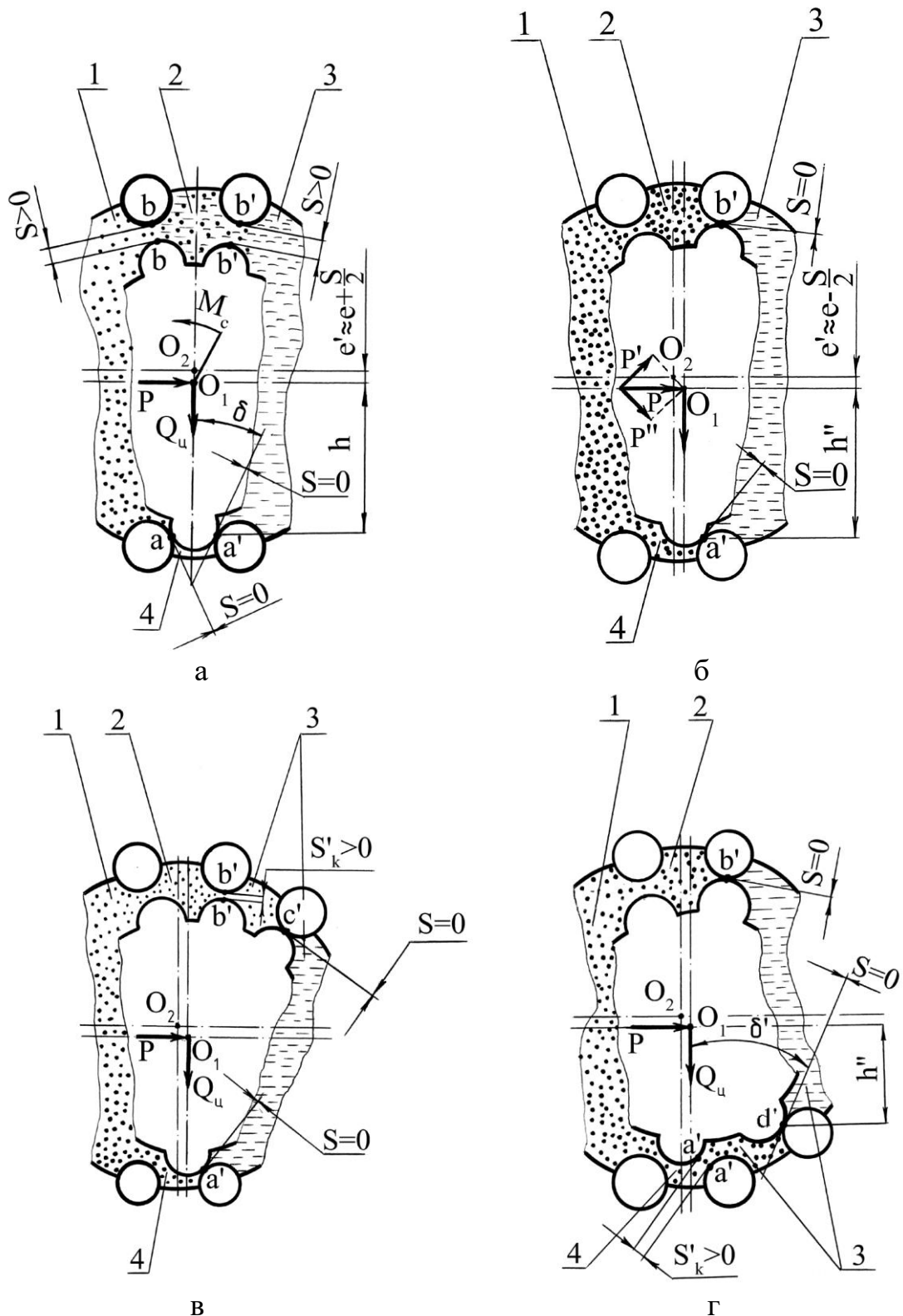


Рис. 2.3. Перемещение деталей реального силового соединения при работе планетарного гидромотора:

- а – исходное положение деталей силового соединения;  
 б – «самогерметизация» силового соединения;  
 в, г – образование контактного зазора;  
 1 – зона нагнетания; 2 – промежуточная камера наибольшего объема;  
 3 – зона слива; 4 – промежуточная камера наименьшего объема.

технического состояния реального силового соединения и гидромотора в целом, в данной работе изучено перемещение (движение) вытеснителей при наличии диаметрального зазора и погрешности формы.

Условимся считать, что для реального силового соединения ( $S > 0$ ), исходное положение I шестерни и ротора такое, когда шестерня (с числом зубьев  $z_1$ ) одним своим зубом касается двух зубьев ротора (с числом зубьев  $z_2$ ) в точках  $a$  и  $a'$  (рис. 2.3, а), образуя промежуточную камеру 4 с минимальным замкнутым объемом. Предполагаемые (для теоретического соединения,  $S = 0$ ) точки касания  $b$  и  $b'$  двух диаметрально противоположных зубьев шестерни находятся на расстоянии  $S$  от соответствующих точек касания зубьев ротора, образуя промежуточную камеру 2 “замкнутого” максимального объема. Промежуточные камеры 2 и 4 всегда находятся на линии центров вытеснителей (ротора и шестерни)  $O_1O_2$ . Зоны нагнетания (камера 1) и слива (камера 3) образованы группами камер между соответствующими зубьями шестерни и ротора, соединенных с помощью распределительного устройства, и всегда расположены по разные стороны от этой же линии центров.

Так как в теоретическом силовом соединении диаметральный зазор равен нулю ( $S = 0$ ), то при вращении шестерни внутри ротора ее центр  $O_1$  описывает окружность радиусом  $e$  относительно центра  $O_2$  ротора.

Следовательно, для реального силового соединения (рис. 2.3, а), расстояние между центрами  $O_1$  и  $O_2$  будет выражаться равенством

$$e' \approx e + \frac{S}{2}, \quad (2.20)$$

а камеры 1, 2 и 3, при таком расположении вытеснителей, гидравлически замыкаются (через двойную щель высотой  $S$ ).

На шестерню реального силового соединения (рис. 2.3, а) действуют: результирующая сила  $P$ , от давления рабочей жидкости (на плече  $h$ ), момент сопротивлений нагрузки  $M_c$  активного рабочего органа сельхозмаши-

ны и центробежная сила  $Q_u$ , вызванная эксцентричным вращением шестерни (приложенные в т.  $O_1$ ).

Когда  $P \cdot h > M_c$ , под действием силы  $P'$  (рис. 2.3, б) шестерня, перемещаясь плоско-параллельно, из положения I (соответствующее рис. 2.3, а) в положение II (соответствующее рис. 2.3, б) с усилием  $P' = P \cdot \cos \delta$  до соприкосновения зуба шестерни с соответствующим зубом ротора в точке  $b'$ .

Под действием силы  $P$  шестерня поворачивается на угол  $\frac{\pi}{z_1}$  (занимая очередное положение I под действием центробежной силы  $Q_u$ ), совершая при этом полезную работу (передавая крутящий момент  $M_{кр}$ ). При этом расстояние между центрами  $O_1$  и  $O_2$  будет выражаться равенством

$$e'' \approx e - \frac{S}{2}. \quad (2.21)$$

Так как в процессе эксплуатации диаметральный зазор изменяется незначительно (до 0,2...0,3мм), то колебания межцентрового расстояния и величин  $h$  и  $h'$  также незначительны, а, следовательно, значения крутящего момента  $M_{кр}$ , будут неизменными в какой-то промежуток времени, что нехарактерно для обычных роторных гидромашин (шестеренных, поршневых, пластинчатых и т.д.).

Если в исходном положении I (рис. 2.3, а) имели место перетечки из камеры 1 в камеру 3, то в положении II (рис. 2.3, б) происходит самогерметизация этих зон в точках  $b'$  и  $a'$ . Следовательно, даже при наличии диаметрального зазора между вытеснителями, в силовом соединении планетарной гидромашин перетечки в радиальном (диаметральном) направлении отсутствуют, поэтому можно констатировать, что изменение технического состояния силового соединения, а значит и планетарного гидромотора в целом, изменяется по законам, отличным от законов роторных гидромашин.

Дальнейшее увеличение диаметрального зазора в процессе эксплуатации (в связи с износом вытеснителей), когда его значение превышает критическое ( $S > S_{кр}$ ), обуславливает наличие еще двух положений шестерни, положение III с контактом вытеснителей в точках  $c'$  и  $a'$  (рис. 2.3, в) и положение IV с контактом в точках  $b'$  и  $d'$  (рис. 2.3, г).

Для положения III (рис. 2.3, в) характерно, что в точке  $b'$  образуется зазор  $S'_k$ , при этом камеры 1 и 3 гидравлически замкнуты через щель высотой  $S_k$ , следовательно, в планетарном гидромоторе имеют место перетечки рабочей жидкости, изменяющие его техническое состояние по законам обычной роторной гидромашины.

Реальное силовое соединение планетарных гидромоторов характеризуется также наличием погрешности формы (искаженной геометрии) контура зубчатых поверхностей вытеснителей и в этой связи, в процессе эксплуатации (при износе), шестерня может занимать IV положение (рис. 2.3, г), при этом она контактирует с ротором в точках  $b'$  и  $d'$ , а в точке  $a'$  образуется зазор  $S''_k$ , замыкающий гидравлически камеры 1 и 3 также через щель высотой  $S''_k$ .

Нужно отметить, что в этом положении (рис. 2.3, г) техническое состояние планетарного гидромотора резко ухудшается, так как значительно изменяется (уменьшается) плечо  $h''$  приложения результирующей силы  $P$  и угол зацепления  $\delta'$ , а, следовательно, резко (скачкообразно) падает крутящий момент  $M_{кр}$ , развиваемый гидромотором.

Для обоих рассмотренных положений (III и IV), характерно также уменьшение объемного к.п.д. вследствие образования внутренних, радиальных (диаметральных) перетечек.

Таким образом, наличие погрешности контура поверхностей вытеснителей, обусловленное уровнем технологии их изготовления и последующим изнашиванием в процессе эксплуатации выявляет превалирующее их влияние

на работоспособность конструкции. Именно эти изменения в геометрии рабочих поверхностей лимитируют сроки эксплуатации гидродвигателей, а, следовательно, и всего гидропривода зерноуборочных машин.

Исследованиями установлено, что блок вытеснителей гидромотора является узлом, определяющим срок службы гидропривода и требующим первостепенных мер по повышению его долговечности.

### 2.3. Влияние конструктивных параметров гидромоторов на их функциональные характеристики

Одним из основных параметров, характеризующих гидромотор следует считать величину развиваемого крутящего момента  $M_{кр}$  [83].

Крутящий момент на валу планетарного гидромотора, с учетом компенсирующего механизма, выражается зависимостью [39]

$$M_{кр} = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1)}{U}, \quad (2.22)$$

где  $e$  – межцентровое расстояние между вытеснителями (шестерней и ротором);

$\Delta p$  – перепад давления рабочей жидкости в гидромоторе;

$b$  – ширина вытеснителей;

$R_1$  – радиус расположения центров зубьев (делительной окружности) охватываемого вытеснителя (шестерни);

$z_1$  – число зубьев охватываемого вытеснителя (шестерни);

$U$  – передаточное отношение компенсирующего механизма.

Уравнение (2.22) можно представить в виде

$$M_{кр} = \frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h, \quad (2.23)$$

где  $\frac{2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U}$  – результирующая сила  $P$  (рис. 2.3) от действия дав-

ления рабочей жидкости (представленная с учетом кинематических особенностей конструкции гидромотора);

$h$  – плечо приложения результирующей силы  $P$  (рис. 2.3), определяемое радиусом  $R_1$ .

Кинематическим анализом перемещения элементов силового соединения (п. 2.2) установлено, что существенное влияние на величину диаметрального зазора оказывает погрешность формы контура  $\Pi_\phi$  его деталей – шестерни и ротора. Обеспечение исходного значения технологического зазора  $S_T$  при изготовлении приводит к тому, что в некоторых положениях значение диаметрального зазора  $S$  возрастает до значения

$$S = S_T + \Pi_\phi. \quad (2.24)$$

Из (2.23) с учетом (2.20), (2.21) и (2.24) крутящий момент равен

$$M_{кр} = 2 \left( e \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h, \quad (2.25)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом  $\frac{S_T + \Pi_\phi}{2}$  определяется положением шестерни (I или II) в процессе работы гидромотора (рис. 2.3, а и рис. 2.3, б).

С учетом (2.24) величину  $h$  можно выразить через радиус  $R_1$ , при влиянии износа во всем диапазоне изменения параметра  $S$

$$h = R_1 \cdot \cos \frac{2\pi}{Z_1} (i - 1) \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}, \quad (2.26)$$

где  $i = 1, 2 \dots z_1$  – порядковый номер зуба шестерни, определяющий ее мгновенный центр вращения.

При значениях диаметрального зазора меньше величины  $S_{кр}$ , мгновенный центр вращения шестерни проходит через зуб №1, значит  $i = 1$ , а, следо-

вательно, выражение  $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$  равно единице, тогда уравнение (2.26)

принимает вид

$$h = R_1 \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}. \quad (2.27)$$

Анализ (2.25) и (2.27) показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметального зазора от  $S$  до  $S_{кр}$ , крутящий момент  $M_{кр}$  изменяется (пульсирует) незначительно, т.к. изменения зазора практически не влияют на величину результирующей силы  $P$  и параметра  $h$ .

Когда, в процессе эксплуатации, значения диаметального зазора  $S$  превышают величину  $S_{кр}$ , шестерня занимает положения III (рис. 2.3, в), при наличии погрешности формы  $\Pi_\phi$ , шестерня занимает положения IV (рис. 2.3, г), при этом величина  $h$  определяется выражением (2.26), а, следовательно, крутящий момент  $M_{кр}$  резко изменяется (уменьшается) в  $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$  раз.

Анализ математических зависимостей, описывающих изменение крутящего момента  $M_{кр}$  от износа (изменения диаметального зазора  $S$ ), показывает, что в диапазоне от  $S$  до  $S_{кр}$  она будет описываться практически прямой линией параллельной оси ( $S$ ). В диапазоне значений диаметального зазора, когда  $S$  превышают величину  $S_{кр}$ , крутящий момент  $M_{кр}$  резко уменьшается, и, следовательно, будет изменяться по синусоидальной зависимости.

Эффективность работы гидромотора как преобразователя энергии оценивается коэффициентом полезного действия (к.п.д.). В общем случае к.п.д. определяется отношением полезной мощности  $N_n$  к затрачиваемой  $N_z$ , [23]:

$$\eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (2.28)$$

В свою очередь полезная мощность гидромотора равна [7,9,39]:

$$N_n = M_{кр} \cdot n_\delta,$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент, развиваемый гидромотором;

$n_\delta$  – частота вращения выходного вала (действительная).

Затрачиваемая мощность характеризуется действительным расходом  $Q_\delta$  рабочей жидкости, проходящей через гидромотор и перепадом давлений  $\Delta p$ :

$$N_3 = Q_\delta \cdot \Delta p.$$

После подстановки соответствующих значений  $N_p$  и  $N_3$ , имеем

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot n_\delta}{\Delta p \cdot Q_\delta}. \quad (2.29)$$

Общий к.п.д. гидромотора можно представить как произведение двух его частных значений – механического  $\eta_m$  и объемного  $\eta_{об}$  [6]:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{об}. \quad (2.30)$$

Механический к.п.д. гидромотора (в некоторых источниках [23,25] – гидромеханический) характеризуется крутящим моментом  $M_{кр}$ , рабочим объемом  $V_0$  и перепадом давлений  $\Delta p$  [6]:

$$\eta_m = \frac{M_{кр}}{\Delta p \cdot V_0}. \quad (2.31)$$

Если в данное уравнение подставить значения величины крутящего момента  $M_{кр}$  (2.25), то получим уравнение, описывающее изменения механических потерь планетарного гидромотора в процессе износа во всем диапазоне изменения диаметрального зазора

$$\eta_m = \frac{2 \left( e \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h}{V_0 \cdot U}. \quad (2.32)$$

Анализ (2.32) показывает, что изменения механических потерь (к.п.д.  $\eta_m$ ) аналогичны изменениям крутящего момента  $M_{кр}$  и описываются эквидистантной кривой.

Известно, что объемный к.п.д. гидромотора можно выразить отношением теоретического расхода рабочей жидкости  $Q_T = n_\delta \cdot V_0$  к действительному  $Q_\delta$  [6]:

$$\eta_{об} = \frac{n_\delta \cdot V_0}{Q_\delta}. \quad (2.33)$$

Действительный расход зависит от внутренних перетечек  $Q_{np}$  гидромотора:

$$Q_\delta = Q_T + Q_{np}, \quad (2.34)$$

тогда перетечки  $Q_{np}$  с учетом (2.34) можно определить следующей разностью:

$$Q_{np} = Q_\delta - n_\delta \cdot V_0. \quad (2.35)$$

В планетарном гидромоторе перетечки зависят от механических факторов, поэтому

$$Q_{np} = Q_{np(p.m.)} + Q_{np(m.z)} + Q_{np(d.z)}, \quad (2.36)$$

где  $Q_{np(p.m.)}$  – перетечки в распределительном механизме;

$Q_{np(m.z)}$  – перетечки по торцевому зазору в силовом соединении;

$Q_{np(d.z)}$  – перетечки по диаметральному зазору в силовом соединении.

Перетечки  $Q_{np(p.m.)}$  и  $Q_{np(m.z)}$  в процессе эксплуатации планетарного гидромотора (при износе) практически не изменяются [8,9,39], а зависят

только от точности изготовления деталей этих соединений, следовательно, определяющими являются перетечки по диаметральному зазору в силовом соединении  $Q_{np(\partial.з)}$ .

В процессе эксплуатации при значениях диаметального зазора  $S < S_{кр}$  перетечки по диаметральному зазору  $Q_{np(\partial.з)}$  отсутствуют, так как происходит самогерметизция (рис. 2.3, б) зоны нагнетания силового соединения, от зоны слива (шестерня контактирует с ротором в точках  $a'$  и  $b'$ ). Поэтому перетечки в планетарном гидромоторе определяются зависимостью (2.35) и характеризуются точностью изготовления деталей распределительного механизма и торцевым зазором в силовом соединении, определяемым разностью высот (толщин)  $b$  шестерни и ротора.

При значениях диаметального зазора  $S > S_{кр}$ , перетечки по диаметральному зазору  $Q_{np(\partial.з)}$  характеризуются расходом жидкости через щель высотой  $S'_к$ , образованную цилиндрическими поверхностями зубьев шестерни и ротора и определяется зависимостью [7]

$$Q_{np(\partial.з)} = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.37)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;

$f$  – площадь щели;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Площадь проходного сечения рассматриваемой щели определяется произведением

$$f = b \cdot S'_к, \quad (2.38)$$

где  $b$  - ширина щели (шестерни);

$S'_к$  - высота щели.

Подставив в (2.37) значение площади щели (2.38), получим выражение, описывающее перетечки в планетарном гидромоторе, при значениях диамет-

рального зазора  $S > S_{кр}$

$$Q_{np(\partial.з.)} = \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (2.39)$$

Таким образом, можно сделать заключение, что при значениях диаметрального зазора  $S < S_{кр}$ , перетечки  $Q_{np}$  в планетарном гидромоторе определяются только точностью изготовления деталей распределительного механизма и силового соединения (торцевого зазора), и, следовательно, представляют собой прямую в координатах  $Q_{np}$ ,  $S$ . При значениях диаметрального зазора  $S > S_{кр}$ , к перетечкам  $Q_{np}$  планетарного гидромотора добавляются перетечки по диаметральному зазору  $Q_{np(\partial.з.)}$ , изменяющиеся согласно (2.39) по параболической зависимости.

Подставляя в (2.33) значения (2.34), (2.35) и (2.39), получим выражения объемного к.п.д.  $\eta_{об}$  для значений диаметрального зазора  $S < S_{кр}$

$$\eta_{об} = \frac{n_{\partial} \cdot V_0}{Q_{\partial}},$$

и значений диаметрального зазора  $S > S_{кр}$

$$\eta_{об} = \frac{n_{\partial} \cdot V_0}{n_{\partial} \cdot V_0 + \mu \cdot b \cdot S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (2.40)$$

Изменения объемного к.п.д.  $\eta_{об}$  планетарного гидромотора при износе (изменении диаметрального зазора  $S$ ), в процессе эксплуатации, представляются уравнением (2.40) и кривой обратно пропорциональной кривой утечек.

Получены математические зависимости, которые описывают взаимосвязь основных геометрических и функциональных параметров планетарного гидромотора (уравнения (2.25), (2.26), (2.27), (2.32), (2.40)), с учетом условий эксплуатации (при износе) и при наличии погрешности формы вытеснителей,

позволяющих прогнозировать изменение значения функциональных параметров в процессе эксплуатации силового гидропривода сельскохозяйственного назначения.

#### 2.4. Обоснование высоконадежной конструкции силового механизма гидромотора привода активных рабочих органов

Исследованием причин потери работоспособности серийных гидромоторов привода установлено, что узлом, лимитирующим их надежную и эффективную работу является именно блок вытеснителей. При этом погрешность формы  $\Pi_{\phi}$  деталей этого блока неодинакова. Погрешность формы для шестерни находится в пределах 0,02...0,05 мм, а ротора – 0,12...0,18 мм [9,39].

Анализ кинематики движения ротора и особенностей его контактного взаимодействия с контрдеталью при изменении давлений и потоков масла позволил выявить основные пути изменения конструктивного решения гидромотора, направленные на повышение его эффективности и надежности. На основании этого модернизирована конструкция гидромотора. Схема нового варианта конструктивного решения представлена на рис. 2.4.

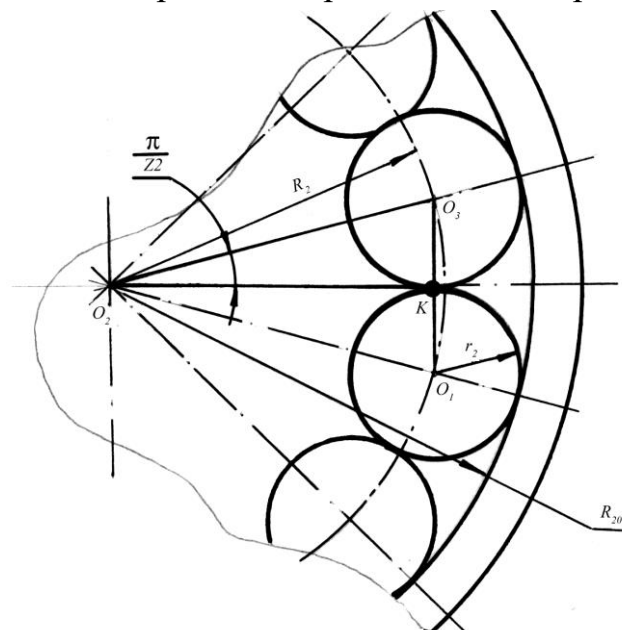


Рис. 2.4. Расчетная схема взаимосвязи основных геометрических

параметров ротора

Главной отличительной особенностью предложенной конструкции ротора гидромашины с втулочным зацеплением является наличие жесткой связи между радиусами  $R_2$  и  $r_2$ , обусловленной контактом втулок при перемещении их по внутреннему периметру обоймы. Поэтому, задаваясь одним из этих параметров из  $\Delta O_1 O_2 K$ , можно записать

$$R_2 = \frac{r_2}{\sin \frac{\pi}{z_2}} \quad (2.41)$$

или

$$r_2 = R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}. \quad (2.42)$$

Внутренний радиус обоймы  $R_{20}$  под втулки определяется суммой

$$R_{20} = R_2 + r_2. \quad (2.43)$$

Найденное значение радиуса является основой для разработки блока вытеснителей. При этом для образования рабочей пары определяется один из радиусов шестерни  $R_1$  или  $r_1$  (при условии, что второй радиус уже задан).

Определение неизвестных величин  $R_1$  или  $r_1$  осуществляется методом последовательных приближений в следующей алгоритмической последовательности:

1. Задаются некоторые начальные (исходные) значения радиусов с учетом обеспечения начального зазора  $S$ :

$$- \text{ для заданного } R_1: R_2 \geq R_1; \quad R_1 = R_2 - r_1; \quad (2.44)$$

$$- \text{ для заданного } r_1: R_2 - R_1 \geq r_1; \quad r_1 = \frac{\pi \cdot R_1}{z_1}. \quad (2.45)$$

2. Определяется номер пары, в которой необходимо осуществлять проверку по условию возможного касания зубьев:

$$\begin{aligned}
& - \text{при } z_2 - \text{четном} \quad i = \frac{z_2}{2} + 1; \\
& - \text{при } z_2 - \text{нечетном} \quad i = \frac{z_2 - 1}{2}.
\end{aligned} \tag{2.46}$$

3. Определяются координаты центра зуба (втулки)  $x_2, y_2$  (рис. 2.5) ротора (охватывающей детали) в  $i$ -ой паре:

$$\begin{aligned}
x_{2i} &= \cos\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2; \\
y_{2i} &= \sin\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot i + 1)}{z_2}\right) \cdot R_2.
\end{aligned} \tag{2.47}$$

4. Рассчитывается межцентровое расстояние  $e$ . На основании решения треугольника  $\Delta O_2 O_5 M$  имеем

$$\begin{aligned}
e &= R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - O_4 M, \\
O_4 M &= \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}.
\end{aligned}$$

Тогда

$$e = R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - R_1 - \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}. \tag{2.48}$$

5. Определяются координаты  $x_1, y_1$  центра зуба шестерни (рис. 2.5) в  $i$ -ой паре:

$$\begin{aligned}
x_{1i} &= R_1 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right) + e; \\
y_{1i} &= R_1 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot i}{z_1}\right).
\end{aligned} \tag{2.49}$$

6. В реальном зацеплении, в связи с возможной погрешностью формы элементов силового зацепления, расчетные формулы (2.47, 2.49) должны быть преобразованы с учетом отклонений положения центров зубьев, обусло-

вленных технологией изготовления. Существуют радиальное  $s_r$  и угловое  $s_d$  (рис. 2.6) отклонения, которые характеризуют положение центра

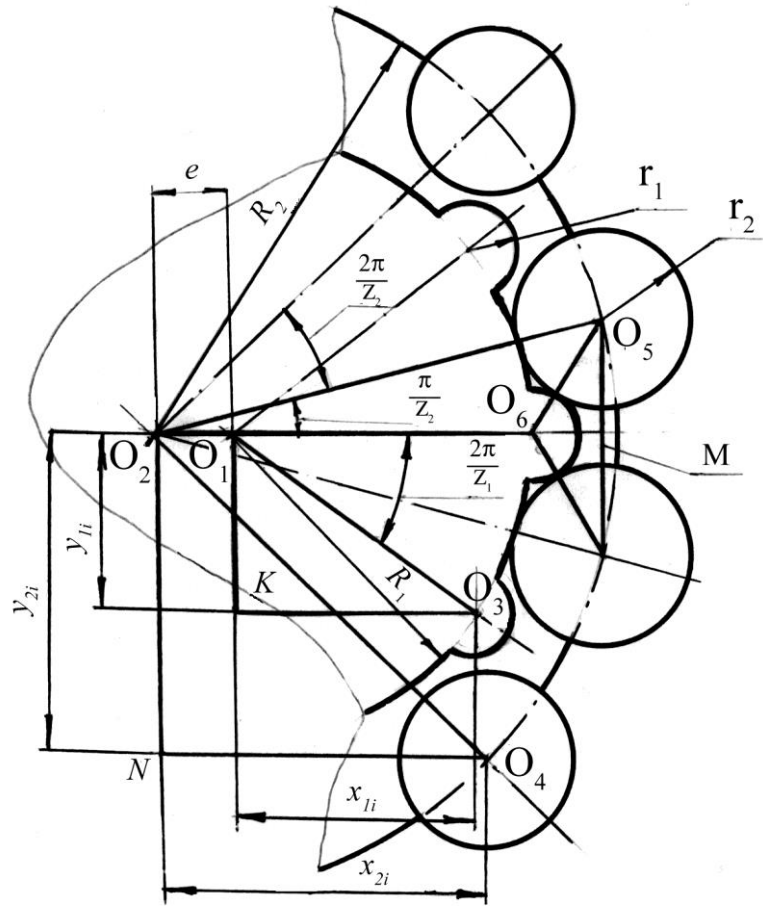


Рис. 2.5. К определению геометрических параметров блока вытеснителей

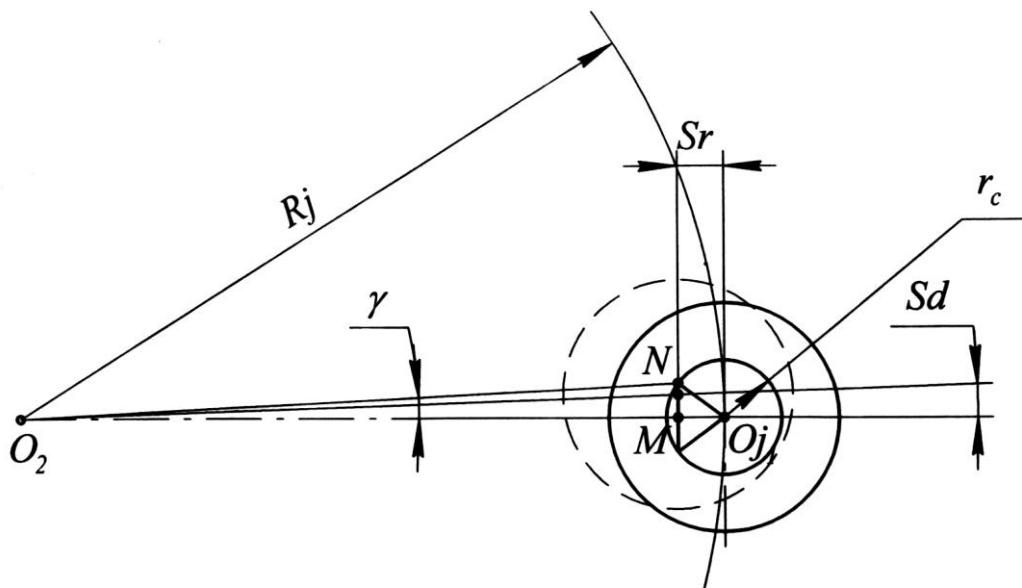


Рис. 2.6. Расчетная схема к определению предельных отклонений положений центров зубьев

зуба (как шестерни, так и ротора) в пределах окружности радиуса  $r_c$ . Следовательно, параметры  $s_r$  и  $s_d$  рассматриваются из условия случайного расположения центра зуба.

$$\begin{aligned} s_r &= r_c \cdot k_1; \\ s_d &= \gamma \cdot k_2, \end{aligned} \quad (2.50)$$

где  $\gamma$  - предельный угол отклонения для рассчитанного  $s_r$ ;

$k_1$  и  $k_2$  - случайно выбранные числа в диапазоне  $-1...1$ , необходимые для имитации реального технологического разброса, присутствующего при изготовлении.

Величина угла  $\gamma$  определяется на основании решения треугольника  $\Delta O_2MN$  (рис. 2.6):

$$\gamma = \arctg \frac{MN}{R_j + s_r},$$

где  $R_j$  - радиус расположения центра зубьев рассматриваемой детали (шестерни, ротора).

Значение отрезка  $MN$  находится из треугольника  $\Delta O_{ji}MN$ :

$$MN = \sqrt{r_c^2 - s_r^2}.$$

Откуда

$$s_d = \arctg \frac{\sqrt{r_c^2 - s_r^2}}{R_1 + s_r} \cdot k_2. \quad (2.51)$$

7. Рассчитывается фактический зазор  $S_i$  (рис. 2.7) в рассматриваемой рабочей паре

$$S_i = \sqrt{(x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2} - r_1 - r_2 - S_T, \quad (2.52)$$

где  $S_T$  – технологический зазор в зацеплении.

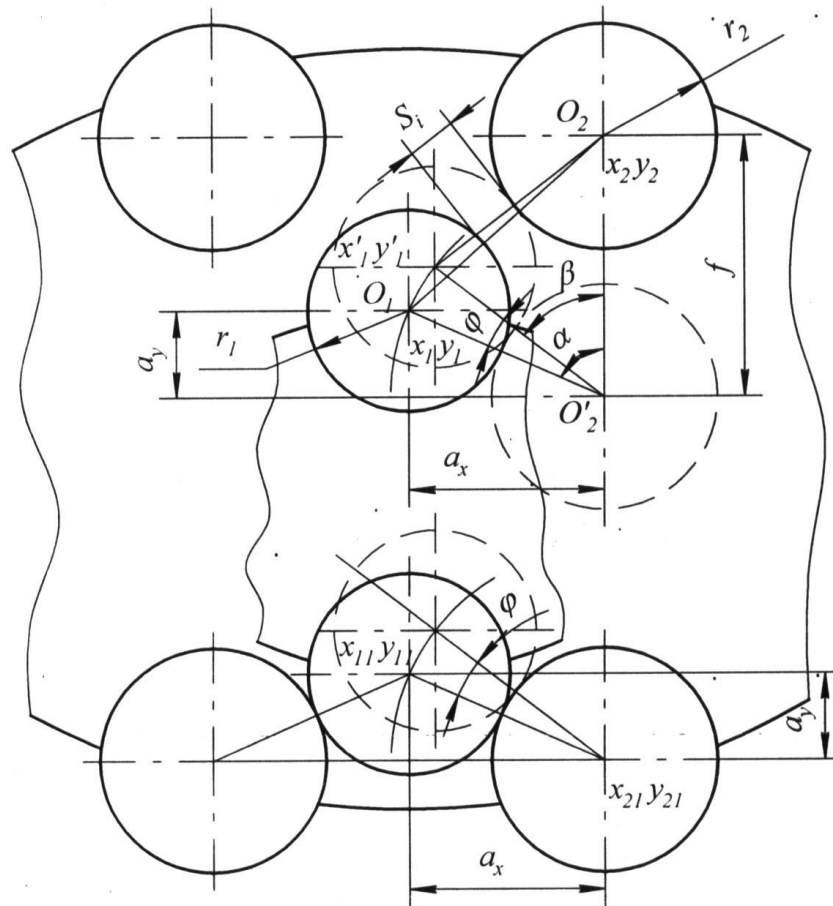


Рис. 2.7. К расчету фактического зазора в рабочей паре гидромотора

Исследованиями кинематики перемещения деталей силового соединения гидромотора установлено, что в процессе его работы вытеснители перемещаются плоско-параллельно относительно друг друга, всплывая в рабочем масле. Основным показателем процесса всплытия является угол поворота  $\varphi$  (рис. 2.7), который для каждой пары зацепления может быть рассчитан следующим образом:

1. Определяются величины смещений  $a_x$  и  $a_y$  положения центра втулки относительно центра зуба в условной первой паре ( $i = 1$ , зуб касается

двух втулок)

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_x &= \mathbf{x}_{21} - \mathbf{x}_{11}; \\ \mathbf{a}_y &= \mathbf{y}_{21} - \mathbf{y}_{11}. \end{aligned} \quad (2.53)$$

2. Определяется положение центра поворота зуба (рис. 2.7)

$$\begin{aligned} \mathbf{x}'_2 &= \mathbf{a}_x - \mathbf{x}_{2i}; \\ \mathbf{y}'_2 &= \mathbf{a}_y - \mathbf{y}_{2i}. \end{aligned} \quad (2.54)$$

3. Устанавливается угол поворота зуба

$$\varphi = \alpha - \beta, \quad (2.55)$$

где  $\alpha$  - вспомогательный угол, который определяется из треугольника

$$\Delta O_1 O_2 O'_2;$$

$$\alpha = \arccos \frac{O'_2 O_1^2 + O_2 O_2'^2 - O_2 O_1^2}{2 O'_2 O_1 \cdot O_2 O_2'};$$

$\beta$  - вспомогательный угол, который определяется из треугольника

$$\Delta O'_1 O_2 O'_2;$$

$$\beta = \arccos \frac{O_2 O'_2}{2 O'_1 O'_2} = \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}. \quad (2.56)$$

Расстояние  $O_2 O'_2$  находится из уравнения

$$L = \sqrt{(x_{1i} - x'_2)^2 + (y_{1i} - y'_2)^2}, \quad (2.57)$$

тогда

$$\alpha = \arccos \frac{(r_1 + r_2)^2 + L^2 - ((x_{1i} - x_{2i})^2 + (y_{1i} - y_{2i})^2)}{2(r_1 + r_2)L}. \quad (2.58)$$

Подставив выражения (2.56) и (2.58) в (2.55), получим уравнение для нахождения угла поворота  $\varphi$

$$\varphi = \arccos \frac{L^2 + (r_1 + r_2)^2 - (x_{1i} - x_{2i})^2 - (y_{1i} - y_{2i})^2}{2L(r_1 + r_2)} - \arccos \frac{L}{2(r_1 + r_2)}.$$

По минимальному значению угла поворота определяют контактную па-

ру в зацеплении гидромотора.

При наличии отклонений положения элементов зацепления перед анализом процесса всплытия необходимо обеспечить касание зубьев в первой паре согласно рис. 2.8. В этой связи необходимо определить величину смещения зубьев шестерни относительно начального (идеального) положения.

1. Находится расстояние между центрами втулок

$$l = \sqrt{(x_1 - x'_1)^2 + (y_1 - y'_1)^2}. \quad (2.59)$$

2. Рассчитываются смещения по осям, необходимые для установки шестерни в начальное положение для всплытия, из треугольника  $\Delta O'_1 O'_2 Q'$

$$\begin{aligned} \Delta x &= (r_1 + r_2) \cos \psi + x'_1 - x_2; \\ \Delta y &= (r_1 + r_2) \sin \psi + y'_1 - y_2, \end{aligned} \quad (2.60)$$

где  $\psi = \alpha' - \beta'$ ;

$\alpha'$  – вспомогательный угол, который определяется из треугольника

$$\Delta O_1 O'_1 Q: \quad \alpha' = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t};$$

$\beta'$  – вспомогательный угол, который определяется из треугольника

$$\Delta O'_1 O'_2 P: \quad \beta' = \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}.$$

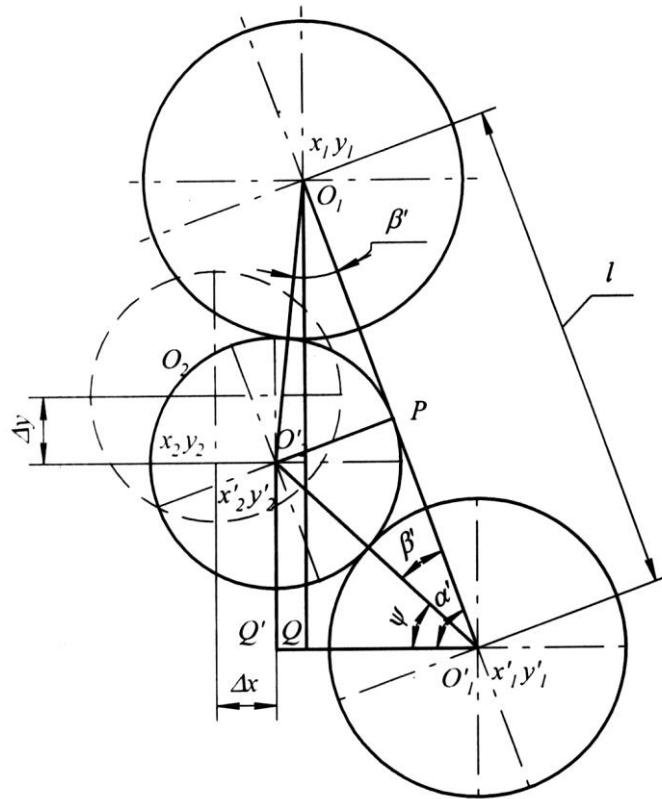


Рис. 2.8. Расчетная схема определения начального положения деталей зацепления перед всплытием  
Следовательно,

$$\psi = \arccos \frac{x_1 - x'_1}{t} - \arccos \frac{t}{2(r_1 + r_2)}. \quad (2.61)$$

Проведенные исследования являются математическим обоснованием и алгоритмом расчета элементов зацепления (силового соединения) с учетом погрешности формы (Приложение А), которые могут быть положены в основу разработки более надежных и эффективных в эксплуатации гидромоторов для приводов зерноуборочной и другой сельскохозяйственной техники.

## 2.5. Исследования сопрягаемости силовых элементов вытеснителей планетарного гидромотора

Исследование проводится на основе математического моделирования сопрягаемости силовых элементов с помощью организации вычислительных процедур и соответствующих графических построений выполненных на

ПЭВМ.

В модернизированной конструкции вытеснителей втулки (замыкатели) касаются друг друга и характер изменения зазоров существенно отличается от роликовой (серийной) конструкции. При этом в качестве параметров вариации удобнее брать те, которые непосредственно влияют на габариты мотора, т.е.,  $R_2$  или  $r_2$  при постоянных  $z_2$  и  $r_1$  или  $R_1$ . Для построения таких поверхностей в координатах по осям  $i$ ,  $r_1$ ,  $S$  по формулам (2.44...2.52) производится расчет параметров  $R_1$ , а в соответствии с выражениями (2.49...2.52) находится массив значений зазоров.

Изменения радиуса  $r_1$  производится в интервале значений 0,5...5,0 мм с шагом 0,1 мм.

Для практических целей проектирование гидромашин представляют возможность исследования работоспособности силового соединения в координатах  $r_1$ ,  $R_{20}$ ,  $e$ . При этом по формулам (2.44...2.48) производится расчет параметра  $R_1$ . Затем для найденного  $R_1$  по формуле (2.48) определяется значение межцентрового расстояния.

Для текущего значения  $R_2$ , вычисляемого по формуле (2.43) устанавливается  $R_{20}$ , изменяемый в диапазоне от 30 до 200 мм с шагом 5 мм, а параметр  $r_1$  изменяется от 0,5 до 5 мм с шагом 0,5 мм.

Для моделирования сопряжения элементов вытеснителя разработана программа (Приложение А), составленная с учетом рекомендаций [10,11,29,35,48], которая реализует алгоритм последовательности вычислительных процедур и позволяет получить трехмерное изображение зон допустимых сопряжений, обеспечивающих эффективную и надежную работу гидромоторов.

Поверхности  $irS$  или  $rRe$  могут изображаться по две в одной координатной сетке, что удобно при сравнительном анализе зон существования

работоспособного (без натягов) зацепления.

Для удобства анализа изображения поверхностей, отражающих работоспособное состояние вытеснителей, полученные поверхности могут свободно поворачиваться вокруг оси абсцисс или аппликата на угол до  $360^\circ$ .

Как было установлено ранее существенное влияние на надежность и эффективность работы гидромоторов оказывает погрешность формы контура  $\Pi_\phi$  элементов силового соединения.

Моделированием взаимодействия элементов вытеснителей при их компьютерном проектировании (рис. 2.9, а...и) установлено, что с увеличением радиуса обоймы, в пределах  $R_{20} = 41 \dots 200$  мм минимальное значение радиуса зуба шестерни  $r$  возрастает в 11,5...16 раз. В свою очередь увеличение числа зубьев  $z_2$  с 5 до 30 сопровождается уменьшением радиуса  $r_1$  в 2,8...4 раза, при этом зона работоспособности силового соединения (отсутствие натягов между зубьями в исходном положении вытеснителей, рис.2.3, а) изображена более темным цветом, а изначально неработоспособное состояние изображено более светлым цветом.

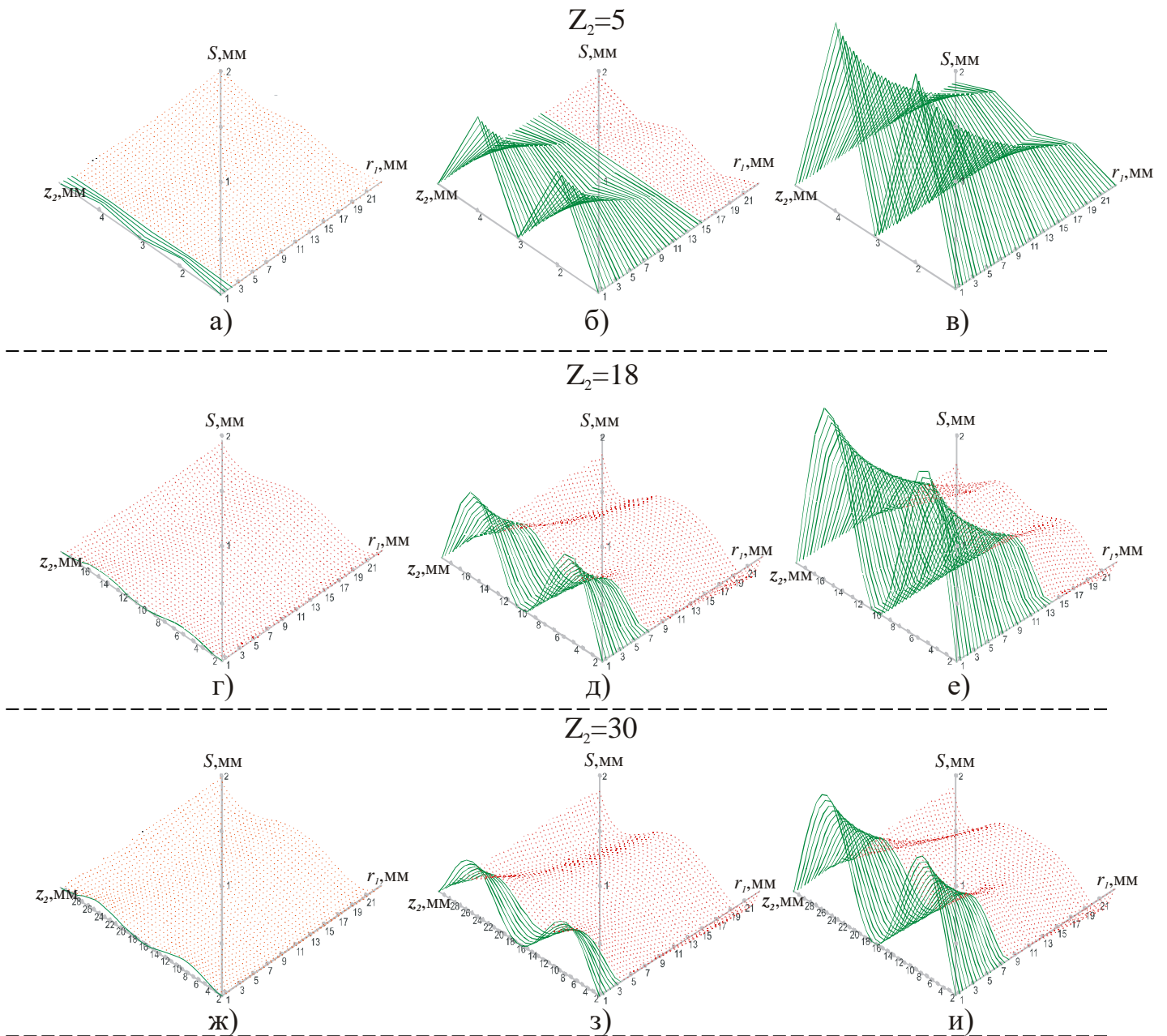


Рис.2.9. Изменение диаметрального зазора в вытеснителях в зависимости от геометрических и кинематических показателей:

а...и – поверхности в координатах  $z_2$ ,  $S$ ,  $r_1$ ;

а, г, ж –  $R_{20} = 41$  мм; б, д, з –  $R_{20} = 118$  мм; в, е, и –  $R_{20} = 200$  мм

Основные данные результатов вычислений, необходимых для проектирования модернизированных гидромоторов представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Результаты вычислений параметров модернизированного гидромотора

	$R_{20} = 41$ мм	$R_{20} = 118$ мм	$R_{20} = 200$ мм
--	------------------	-------------------	-------------------

$z_2$	$r_1, \text{мм}$	$S, \text{мм}$	$r_1, \text{мм}$	$S, \text{мм}$	$r_1, \text{мм}$	$S, \text{мм}$
5	2,0	0,076	15,0	0,911	23,0	1,838
18	1,0	0,084	7,0	0,751	14,0	1,761
30	0,5	0,094	3,5	0,525	8,0	1,141

Анализ полученных результатов показывает, что работоспособность силового соединения, обусловленная величиной зазора  $S$  обеспечивается во всем интервале изменения количества зубьев ( $z_2 = 5...30$ ) при габаритных размерах ротора от 41 до 200 мм. Следовательно, разработанная конструкция вытеснительного блока может быть использована при проектировании и целого размерного ряда гидромашин.

Кинематика взаимодействия элементов вытеснителей может быть охарактеризована изменениями межцентрового расстояния в координатах  $R_{20}$ ,  $e$ ,  $r_1$  (рис. 2.10, а...в).

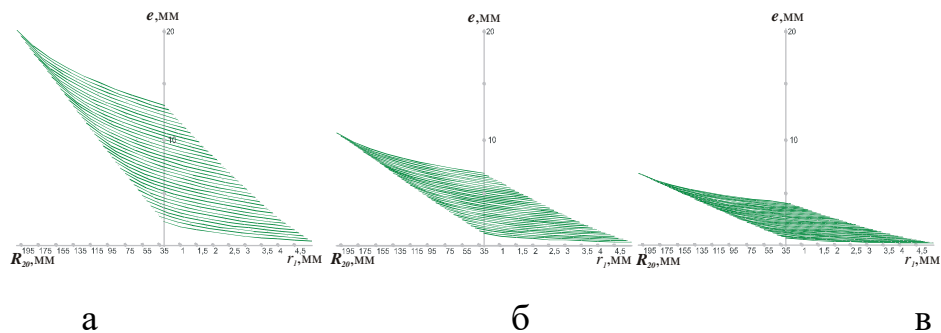


Рис.2.10. Изменение межцентрового расстояния между вытеснителя экспериментального гидромотора:

а...в – поверхности в координатах  $R_{20}$ ,  $e$ ,  $r_1$ ;

а –  $z_2 = 5$ ; б –  $z_2 = 18$ ; в –  $z_2 = 30$

Анализ результатов моделирования показывает, что при изменении габаритных геометрических параметров вытеснителей ( $R_{20} = 41...200 \text{ мм}$ ) минимальное значение радиуса зуба шестерни возрастает в 11,5...16 раз, а межцентровое расстояние  $e$  практически не меняется; увеличение числа зубьев  $z_2$  от 5 до 30 сопровождается уменьшением минимального значения радиуса в 2,8...4 раза и оказывает существенное (в 3 раза) обратнопропорциональное линейное влияние на изменение эксцентриситета ( $e = 7...20 \text{ мм}$ ). Таким образом, можно констатировать, что межцентровое расстояние опре-

деляется только кинематикой зацепления, числами зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , сопрягаемых вытеснительных элементов.

Сравнительными исследованиями влияния погрешности формы (изменения диаметрального зазора  $S$  в процессе износа) на работоспособность силового соединения серийного (рис. 2.11, а) и модернизированного (рис. 2.11, б) гидромоторов установлены существенные отличия в эффективности их использования. Так, для серийного гидромотора (рис. 2.11, а) при начальном значении технологического зазора  $S = 0,02 \text{ мм}$  (кривая 1), с учетом изменений погрешности формы  $P_\phi$ , рассеивание значений зазоров между соответствующими парами зубьев вытеснителей (кривые 3 и 4) достигают своей предельной величины,  $S = 0,22 \text{ мм}$  в паре №3. При этом в паре №5 имеется минимальный зазор  $S = 0,08 \text{ мм}$ , обусловленный погрешностью формы рабочих элементов.

Предельное состояние в процессе износа серийной конструкции силового соединения (функциональный отказ) наступает при достижении значения диаметрального зазора  $S = 0,12 \text{ мм}$  (кривая 2), что объясняется существующим контактом сразу двух пар зубьев (№1, №2) и натягом в паре №10 (положение IV, рис. 2.3, г).

Анализ результатов моделирования процесса изменения технического состояния модернизированной конструкции гидромотора (рис. 2.11, б) показывает, что за счет изменения конструкции ротора, интервал значений зазоров, обусловленный погрешностью формы вытеснителей (кривые 3 и 4) уменьшился примерно в 3 раза, в сравнении с серийным гидромотором. В результате этого при одинаковых начальных условиях эксплуатации ( $S = 0,02 \text{ мм}$ , кривая 1), предельное состояние экспериментального вытеснительного блока наступает, если значения диаметрального зазора в

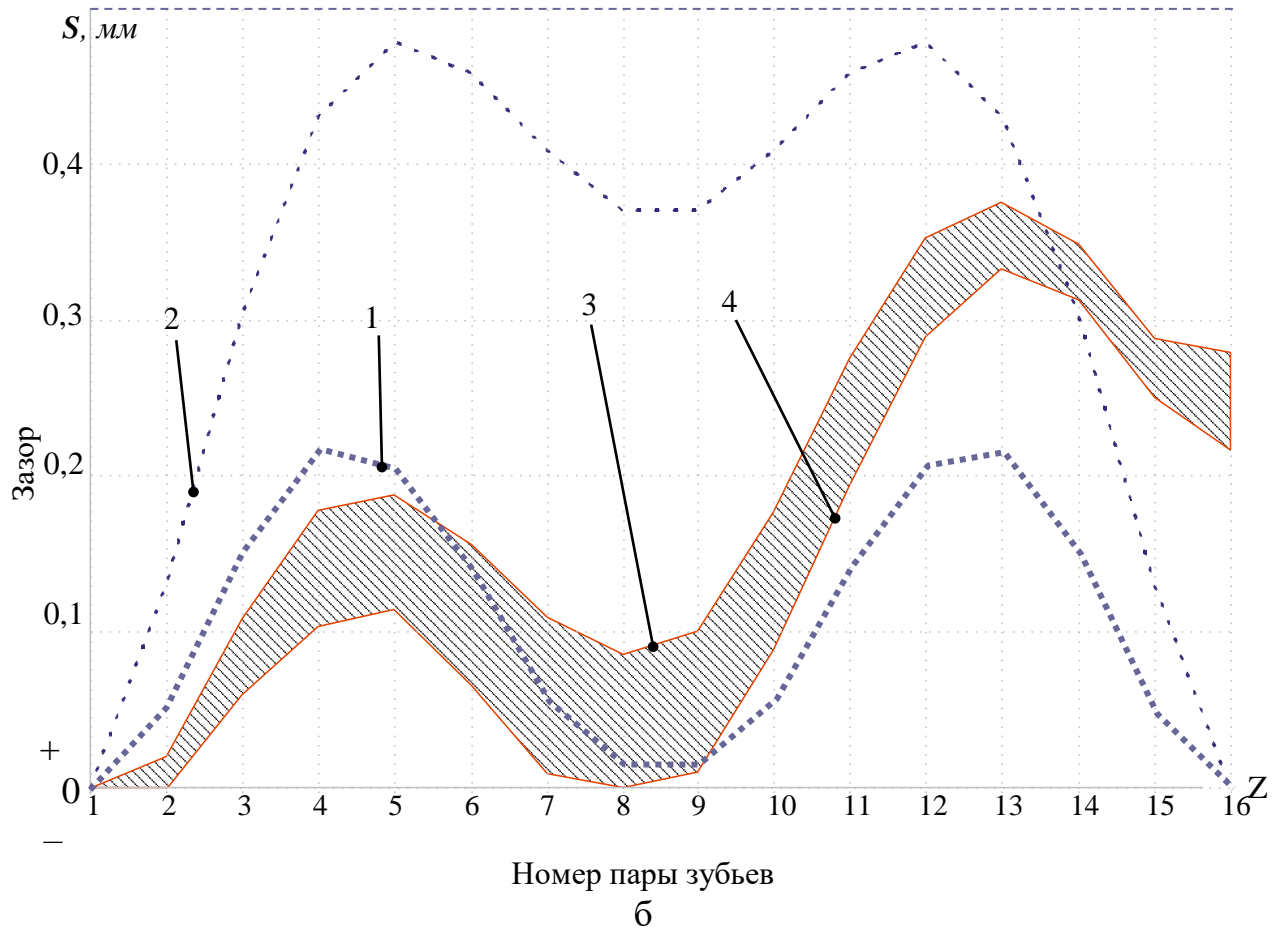
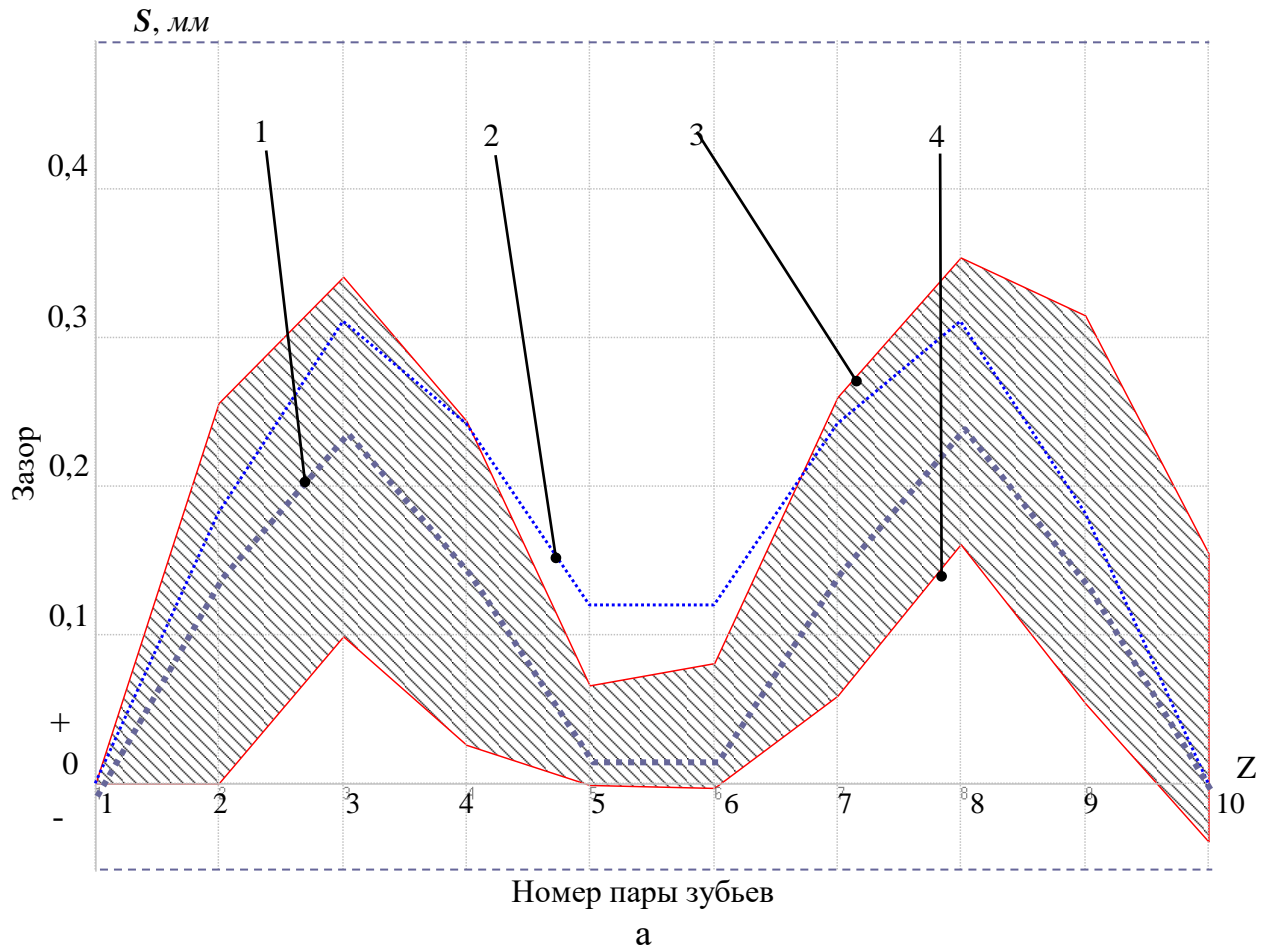


Рис. 2.11. Изменение зазоров  $S$  для разных пар зубьев  
вытеснительного блока:

а – для серийного гидромотора; б – для экспериментального гидромотора.

следствие изнашивания становятся равными  $S = 0,37 \text{ мм}$ , что в 3 раза превышает предельные значения для серийного гидромотора.

Таким образом, спроектированный по данной методике гидромотор отличается от серийного принципиально новой конструкцией вытеснителей, образованной исключительно телами вращения (ролики, обойма и т.д.). Такая конструкция значительно снижает погрешность формы зубчатого контура (рис. 2.11), а, следовательно, увеличивает ресурс. Изменения направлены на повышение эффективности и надежности работы наиболее интенсивно изнашиваемых элементов гидропривода зерноуборочных машин.

### Выводы по разделу

1. Надежность зерновой жатки, как единой системы, может быть проанализирована на основе построения размеченного графа состояний ее подсистем (мотовила, транспортера, режущего аппарата и привода), функционально объединенных между собой непрерывным технологическим процессом уборки урожая. В период эксплуатации в пределах заданного ресурса размеченный граф не имеет тупиковых состояний, а вероятности переходов жатки с одного в другое стабилизируются в области финальных своих значений, характеризующих уровень надежности отдельных механизмов (подсистем).
2. Анализ влияния отдельных подсистем на общую работоспособность жатки показывает, что наиболее надежным ее механизмом является мотовило, вероятность отказа для которого составляет 0,07. Менее надежны транспортер 0,084 и режущий аппарат 0,117. Наименее надежным в общей системе узлов жатки является привод 0,168, требующий доработок в направлениях повышения наработки на отказ и снижения времени на отыскание и устранение отказа. Отказы отдельных подсистем жатки распределяются в следующем соотношении: режущий аппарат – 25%, мотовило – 15%, транспортер – 18%, привод – 36%.

3. Исследованиями кинематики перемещения рабочих элементов гидромотора установлено, что его работоспособность регламентируется наличием погрешности формы контура поверхностей вытеснителей, обусловленной уровнем технологии их изготовления. Последующее изнашивание этих элементов в процессе эксплуатации приводит к резкому снижению значений функциональных параметров и как следствие к функциональным отказам.
4. Предложен конструктивный метод повышения надежности гидромоторов привода активных рабочих органов сельскохозяйственных машин. Разработан математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющий реализовать предложенный метод и определить уровень надежности путем моделирования изменения технического состояния гидромотора в процессе эксплуатации силового привода сельскохозяйственного назначения с учетом погрешности формы его вытеснителей.
5. Моделированием процесса изменения работоспособности силового соединения планетарного гидромотора установлено, что с увеличением радиуса обоймы вытеснителей, в диапазоне от 41 до 200 мм минимальное значение радиуса зуба шестерни возрастает в 11,5...16 раз, а межцентровое расстояние между вытеснителями практически не изменяется; увеличение числа зубьев в диапазоне от 5 до 30 сопровождается уменьшением минимального значения радиуса – в 2,8...4 раза и изменением межцентрового расстояния в 3 раза по обратно пропорциональной линейной зависимости. Изменения количества зубьев и габаритных размеров ротора в исследуемом диапазоне открывает возможность разработки размерного ряда гидромашин для приводов сельскохозяйственной техники.
6. Моделирование процесса изменения работоспособности модернизированной конструкции гидромотора в процессе эксплуатации (при износе) показывает, что для серийного гидромотора предельное состояние наступает при достижении значения диаметрального зазора 0,12 мм (при начальном технологическом зазоре 0,02 мм и погрешности формы 0,08 мм). Для

модернизированной конструкции гидромотора погрешность формы уменьшилась в 3 раза и при одинаковых начальных условиях, предельное состояние наступает при значении зазора  $0,37$  мм, что в 3 раза превышает значения износа для серийной конструкции.

7. Полученные математические зависимости описывают взаимосвязь основных геометрических и функциональных параметров планетарного гидромотора (уравнения (2.25), (2.26), (2.27), (2.32), (2.40)), с учетом условий эксплуатации (при износе) и при наличии погрешности формы вытеснителей и позволяют прогнозировать изменение значений функциональных параметров.

### РАЗДЕЛ 3

## ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 3.1. Программа экспериментальных исследований

Для подтверждения и дополнения теоретических предпосылок повышения эффективности и надежности работы гидропривода жаток зерноуборочных машин необходимо проведение экспериментальных исследований по определению основных технических показателей и долговечности модернизированной конструкции гидромотора.

Экспериментальными исследованиями предусматривается:

1. Исследование и определение энергетических показателей работы гидропривода зерновых жаток.
2. Исследования изменения формы и потери работоспособности вытеснителей гидромоторов привода жаток.
3. Сравнительные испытания серийного и экспериментального гидромоторов и определение изменения их характеристик при моделировании процесса изнашивания силовых элементов.
4. Исследования эффективности работы экспериментального гидромотора в условиях рядовой эксплуатации зерновой жатки.

### 3.2. Методика исследования изменений функциональных параметров серийного и модернизированного гидромоторов в зависимости от их технического состояния

Основными факторами, определяющими техническое состояние планетарных гидромоторов, являются: развиваемый ими крутящий момент [83], количество оборотов и потери рабочей жидкости на перетечки. Эти параметры зависят от перепада давления  $\Delta p$ , расхода рабочей жидкости  $Q$  и коэф-

коэффициента кривизны радиуса зуба  $k_3 = \frac{r_2}{r_1}$ .

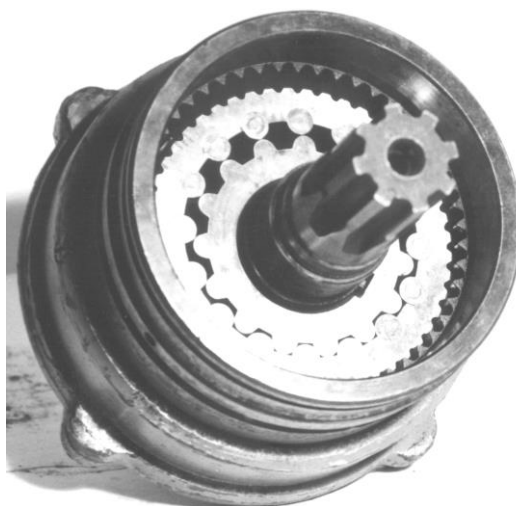
Перепад давления и расход измеряется по стандартной методике согласно ГОСТ 17108-79 и ГОСТ 20719-83.

Испытания проводятся в равных условиях на серийном и экспериментальном [82] гидромоторе одновременно. Общий вид конструкций гидромоторов представлен на рис. 3.1. Для исследований используется специально разработанный согласно данным работ [23,24,25,73,74,96] стенд, общий вид и схема которого представлены на рис. 3.2.

Работает стенд следующим образом. Вал контролируемого гидромотора 2 соединен с нагрузочным устройством 3, позволяющим регулировать различную величину момента сопротивления. Момент сопротивления определяется с помощью тензомуфты 8, подключенной к тензоусилителю 9 с цифровым устройством регистрации. Частота вращения испытываемого гидромотора 2 регулируется счетчиком импульсов 10. Рабочая жидкость из бака 13 с помощью насоса 1 через распределитель 4 подводится к гидромотору 2. Показания давления на входе и выходе определяются с помощью манометров 11 и 12. Перепад давления рассчитывается как разность показаний этих манометров. Количество рабочей жидкости, пройденной через гидромотор 2 определяется расходомером 5, установленным в сливной магистрали распределителя 4 и устанавливается с помощью дросселя 6. Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях в гидросхеме предусмотрен предохранительный клапан 7. Стабильность температуры рабочей жидкости в гидробаке 13 (согласно ТУ) поддерживается охладителем 15 и контролируется термометром 14.

Для определения коэффициента кривизны радиуса зуба предварительно измеряются величины радиусов  $r_1$  и  $r_2$  согласно методике измерения геометрических параметров деталей силового соединения, изложенной ниже.

Экспериментальное моделирование износа вытеснителей осуществляется путем изменения диаметрального зазора  $S$  (рис. 2.5). Для этого изготов-



а



б

Рис. 3.1. Конструкция планетарных гидромоторов:  
а – серийного; б – экспериментальный



ливаются специальные образцы шестерен, с различным радиусом  $R_1$  делительной окружности центра зубьев. При этом получают зазор  $S$ , равный, для серийного гидромотора, 0,02; 0,07; 0,12; 0,17, а для экспериментального – 0,07; 0,17; 0,27; 0,37; 0,47 и 0,57 мм (без учета технологического зазора  $S_T = 0,02$  мм). Для обоих исследуемых гидромоторов геометрические параметры (радиус закругления зуба шестерни  $r_1$ ; радиус закругления зуба ротора  $r_2$  и радиус делительной окружности центра зубьев ротора  $R_2$ ), характеризующие форму вытеснителей берутся неизменными. Погрешность формы зубчатого контура обеих деталей, при определении диаметрального зазора, не учитывается, а действительное возможное изменение диаметрального зазора определяется по формуле

$$S = S_T + \Pi_1^\phi + \Pi_2^\phi,$$

где  $\Pi_1^\phi$ ,  $\Pi_2^\phi$  – погрешность формы зубчатого контура шестерни и ротора соответственно.

Согласно ГОСТ [23,25] испытания гидромоторов проводятся на трех рабочих давлениях:  $0,5p_n = 8$  МПа;  $p_n = 16$  МПа и  $p_{\max} = 20$  МПа при пяти частотах вращения:  $0,25n_n = 37$  мин<sup>-1</sup>;  $0,5n_n = 75$  мин<sup>-1</sup>;  $0,75n_n = 112$  мин<sup>-1</sup>;  $n_n = 150$  мин<sup>-1</sup> и  $n_{\max} = 187$  мин<sup>-1</sup>.

Рабочая жидкость при испытаниях – масло моторное  $M-10Г_2$  ГОСТ8581-78. Номинальная тонкость фильтрации – не более 63 мкм.

Для исследования процесса изменения технического состояния планетарного гидромотора в зависимости от перепада давления, расхода и коэффициента кривизны радиусов зубьев вытеснителей используется математическое планирование факторного эксперимента [41,77,84].

При проведении исследований в качестве функций откликов  $Y_i$  выбираются следующие параметры:

$Y_1$  – крутящий момент  $M_{кр}$  на валу гидромотора;

$Y_2$  – частота вращения  $n$  вала гидромотора;

$Y_3$  – механический к.п.д.  $\eta_m$  гидромотора;

$Y_4$  – объемный к.п.д.  $\eta_{об}$  гидромотора;

$Y_5$  – общий к.п.д.  $\eta$  гидромотора.

Основными входными (изменяющимися) факторами  $X_i$  являются:

$X_1$  – перепад давлений  $\Delta p$  рабочей жидкости;

$X_2$  – расход  $Q$  рабочей жидкости;

$X_3$  – коэффициент  $\frac{r_2}{r_1}$  кривизны радиусов зубьев.

Неизменными факторами  $Z_i$  являются:

$Z_1$  – температура  $t$  рабочей жидкости;

$Z_2$  – кинематическая вязкость  $\nu$  рабочей жидкости;

$Z_3$  – тонкость фильтрации  $\Phi$  рабочей жидкости.

Выбранные факторы и уровни варьирования сведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Интервалы и уровни варьирования факторов

Наименование фактора	Обозн.	Код. знач.	Ед. изм.	Интерв. варьирования	Уровни факторов		
					нижн.	осн.	верхн.
Перепад давления	$\Delta p$	$X_1$	$МПа$	6	8	14	20
Расход жидкости	$Q$	$X_2$	$л / мин$	50	20	70	120
Коэф. кривизны радиуса зуба	$\frac{r_2}{r_1}$	$X_3$		19	7	13	15
				6	6	3	2
Температура раб.жид.	$t$	$Z_1$	$^{\circ}C$	-	-	50±4	-
Кинемат. вязкость	$\nu$	$Z_2$	$м^2 / с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтр.	$\Phi$	$Z_3$	$мкм$	-	-	не более 63	-

При матричном планировании экспериментальных исследований обработка полученных результатов сводится к вычислению коэффициентов регрессии, которые определяются по известным формулам [41,60,77] согласно методике [84], с помощью ПЭВМ. После вычисления коэффициентов регрессии переходят к статистическому анализу уравнения регрессии, который состоит из трех этапов:

- оценка дисперсии воспроизводимости (или оценка ошибки опыта);
- оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии;
- оценка адекватности модели.

### 3.3. Методика определения диаметрального зазора в силовом соединении планетарного гидромотора

Для определения предельных значений диаметрального зазора согласно рекомендациям [37,91] составляется сборочная размерная цепь (рис. 3.3).

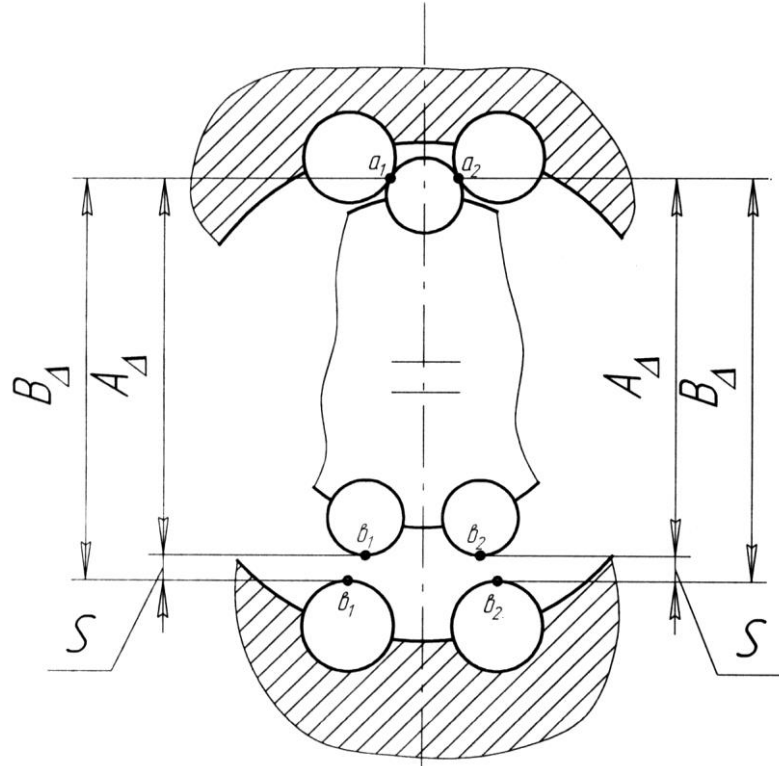


Рис. 3.3. Сборочная размерная цепь силового соединения (вытеснителей) планетарного гидромотора

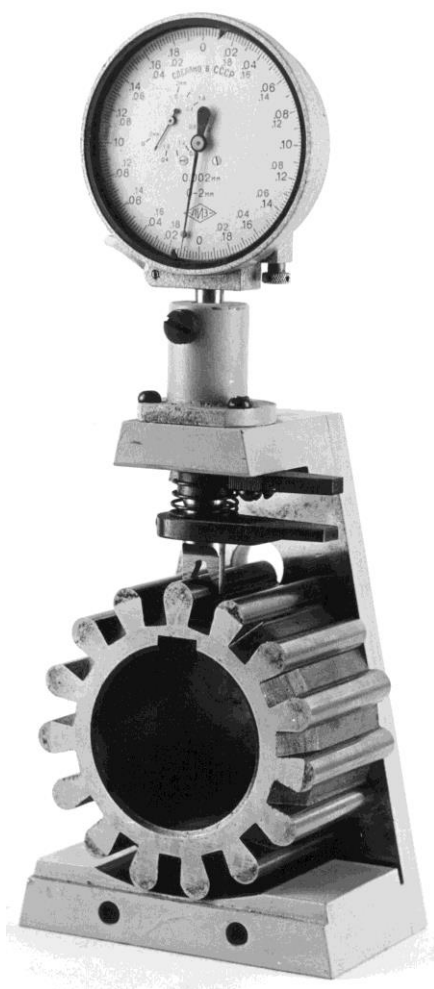
В размерную цепь входят размеры между точками касания ( $a_1$ ,  $a_2$  и  $b_1$ ,  $b_2$ ) каждой из деталей: у шестерни  $A$ , у ротора с роликами  $B$ . Поэтому рассматриваемая размерная цепь состоит из уменьшающего  $A_\Delta$  и увеличивающего  $B_\Delta$  звеньев и диаметрального зазора  $S$ . Отклонения параметров  $A_\Delta$  и  $B_\Delta$  определяют погрешность формы вытеснителей  $П_1^\phi$  и  $П_2^\phi$ , соответственно.

$$П_1^\phi = A_{\max} - A_{\min}, \quad П_2^\phi = B_{\max} - B_{\min}.$$

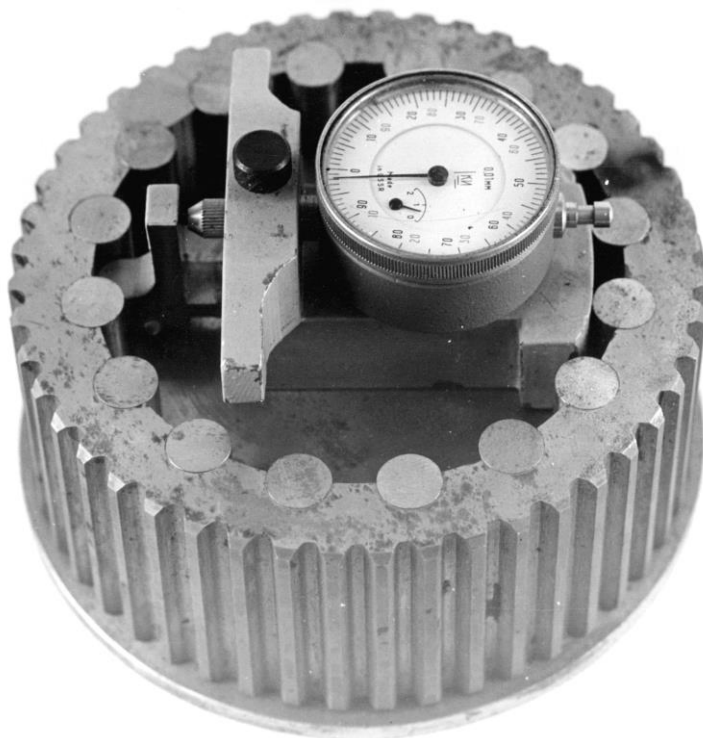
Для контроля погрешности формы зубчатого контура шестерни и ротора (определение параметров  $A_\Delta$  и  $B_\Delta$ ) разработаны специальные приборы, общий вид и схема, которых представлены на рис. 3.4 и рис. 3.5.

Прибор для измерения параметра  $A_\Delta$  между точками контакта зубьев шестерни и роликами ротора (рис. 3.4, а и рис. 3.5, а) состоит из стола 1, на котором закреплена стойка 2 с закрепленной на ней траверсой 3. По направляющим траверсы 3 перемещается измерительная призма 4, подпружиненная пружиной 5. Перемещение призмы фиксируют измерительной головкой 6.

Контролируемая шестерня 7 устанавливается на стол 1 прибора, так, что два зуба точками касания  $b_1$  и  $b_2$  располагались бы на проточке, выполненной радиусом  $R$ , а подвижная призма 4, с углом  $\alpha$ , контактирует с противоположным зубом шестерни в точках  $a_1$  и  $a_2$ . Так как центр проточки (радиуса  $R$ ) стола совпадает с центром окружности вершин зуба шестерни (точка  $O$ ), контролируемую шестерню можно устанавливать произвольно (не обязательно, чтобы перпендикуляр, опущенный из точки  $O$ , находился в центре дуги  $b_1b_2$ ) – показания измерительной головки 6 при этом не изменяются.



а



б

Рис. 3.4. Приборы для контроля погрешности форм:  
а – шестерни (параметр  $1a$ ); б – ротора (параметр  $1b$ )

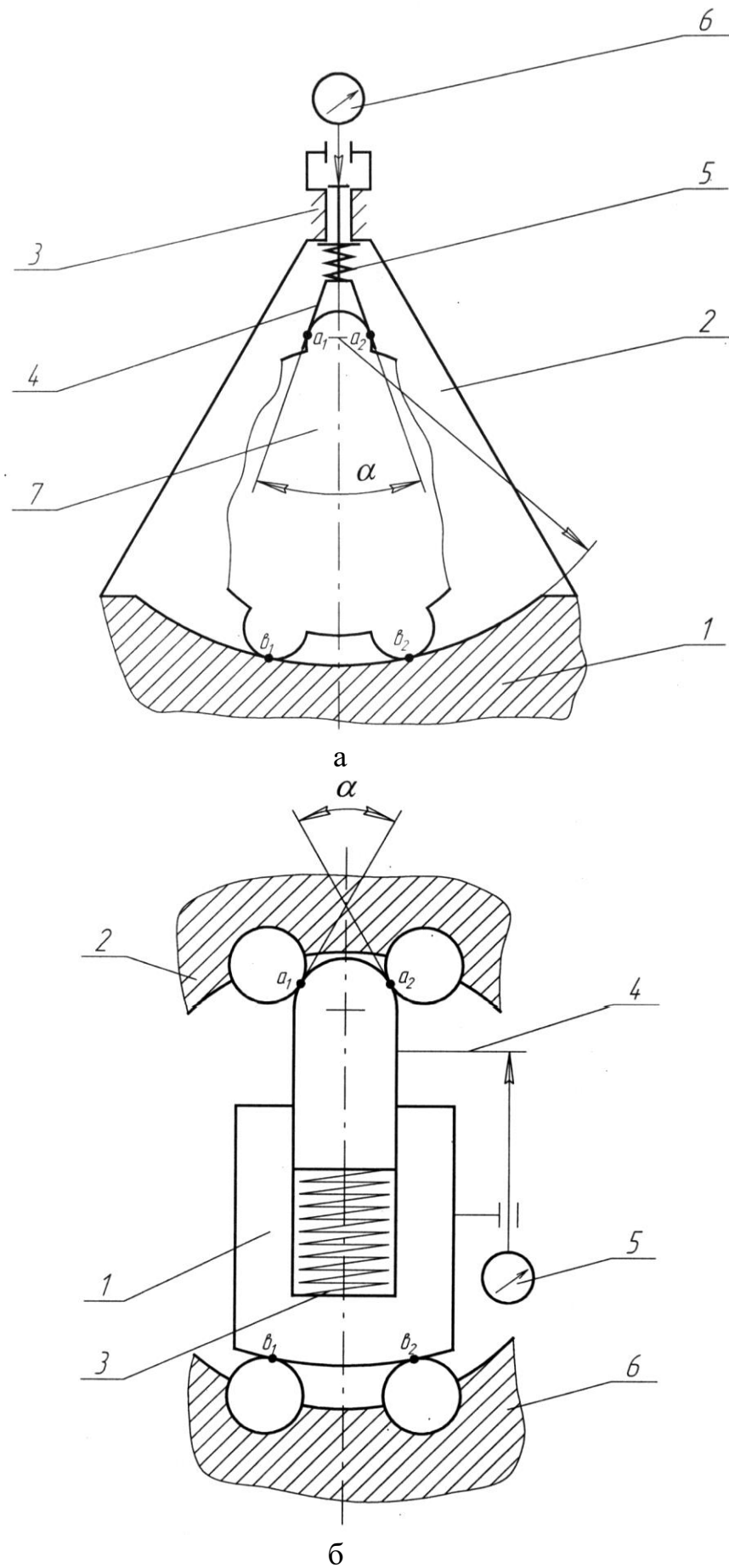


Рис. 3.5. Схемы приборов для контроля погрешности формы:  
а – шестерни; б – ротора

Прибор для измерения параметра  $B_{\Delta}$  у ротора в сборе с роликами (рис. 3.4, б и рис. 3.5, б), имеет аналогичный принцип измерения. Он состоит из корпуса 1, в котором перемещается измерительный наконечник 2 под действием пружины 3. На измерительном наконечнике 2 имеется жесткий упор 4. Перемещение упора 4 фиксирует измерительная головка 5, закрепленная на корпусе 1 прибора.

В контролируемый ротор 6 (с роликами) прибор устанавливается таким образом, что своей хвостовой частью корпуса 1 (выполненной радиусом  $R$ ) он опирается на два ролика в точках  $b_1$  и  $b_2$ , а измерительным наконечником – на два ролика в точках  $a_1$  и  $a_2$ . Так как контролируемая часть измерительного наконечника выполнена в форме зуба, то между касательными в точках  $a_1$  и  $a_2$  образуется угол  $\alpha$ . Оба прибора настраиваются на один исполнительный размер, и по разности показаний измерительной головки приборов оценивают зазор (натяг) в контролируемом соединении.

### **3.4. Методика измерения геометрических параметров деталей силового соединения планетарного гидромотора**

#### **3.4.1. Методика измерения геометрических параметров шестерни.**

Для изучения влияния параметров шестерни на работоспособность гидромотора важными контролируемыми из них являются диаметральные размеры, представленные на рис. 3.6.

Измерения, как показано на схеме, производятся в двух сечениях *I-I* и *II-II*, отстоящих от торцов шестерни на расстоянии 5...10 мм.

Параметры  $\textcircled{1a}$  (рис. 3.4, а) и  $\textcircled{1б}$  (рис. 3.7) измеряют и оценивают для каждого из зубьев шестерни.

При этом используется оснастка и следующие средства измерения: прибор для контроля шестерни; микрометр 25-50 и 75-100 ГОСТ 6507-78; образцовые ролики; расточной станок мод. 2450 с делительным столиком;

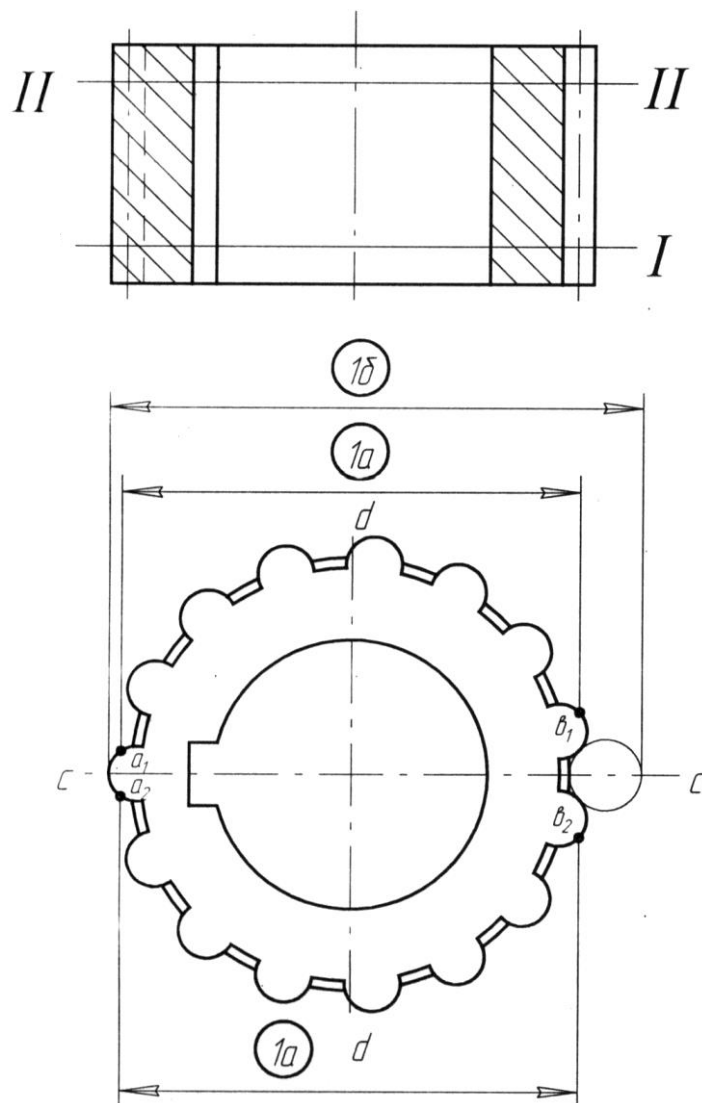


Рис. 3.6. Контролируемые параметры шестерни

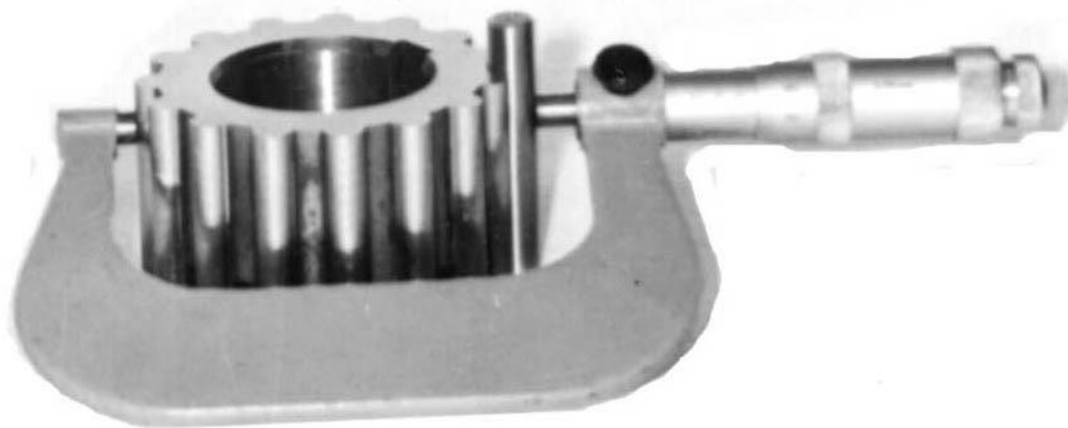


Рис. 3.7. Измерение погрешности формы зубчатого контура шестерни параметр  $1\delta$

прибор для проверки изделий на биение типа ПБМ-200; штатив с магнитным основанием типа ШМ-2 ГОСТ 10179-70; измерительная головка типа ИЧ-Л ГОСТ 15593-70; оправка для крепления шестерни.

Базовыми элементами для установки детали и отсчета отклонений параметров  $\textcircled{1}$  шестерни являются линии контакта, проходящие через точки  $b_1$  и  $b_2$  (рис. 3.6). Начало нумерации зубьев выбирается от шпоночного паза в направлении по часовой стрелке.

Контролируемая шестерня устанавливается на стол прибора (рис. 3.4, а) так, чтобы первый зуб располагался под измерительным наконечником (призмой). Измерительный наконечник опускается до контакта с зубом в точках  $a_1$  и  $a_2$ , в сечении  $I-I$  (рис. 3.6). Последующие зубья контролируются в сечении  $I-I$  аналогично (параметр  $\textcircled{1a}$ ).

Параметры  $\textcircled{1a}$  и  $\textcircled{1б}$  в сечении  $II-II$  измеряют при повороте шестерни на  $180^\circ$ , учитывая, что нумерация зубьев будет располагаться против часовой стрелки.

#### 3.4.2. Методика измерения геометрических параметров ротора.

Контролируемыми параметрами ротора, существенными для проведения данных исследований являются параметры  $\textcircled{1}$ , представленные на рис.3.8.

Параметры  $\textcircled{1a}$ ,  $\textcircled{1б}$  и  $\textcircled{1в}$  измеряются в сечении  $I-I$  и  $II-II$  и оцениваются для каждой из впадин.

Для проведения измерений используются следующие оснастка и средства измерения: прибор для измерения ротора; концевые меры ГОСТ 13581-68; образцовые ролики; координатно-расточной станок модели 2450 ГОСТ 6507-78; прибор для измерения отклонения от плоскостности.

Базовыми элементами для измерения параметров  $\textcircled{1в}$  нового и изношенного ротора являются линии контакта на образцовых роликах, проходящие через точки  $b_1$  и  $b_2$  (рис. 3.8). Начало нумерации впадин - от метки в направлении по часовой стрелке.

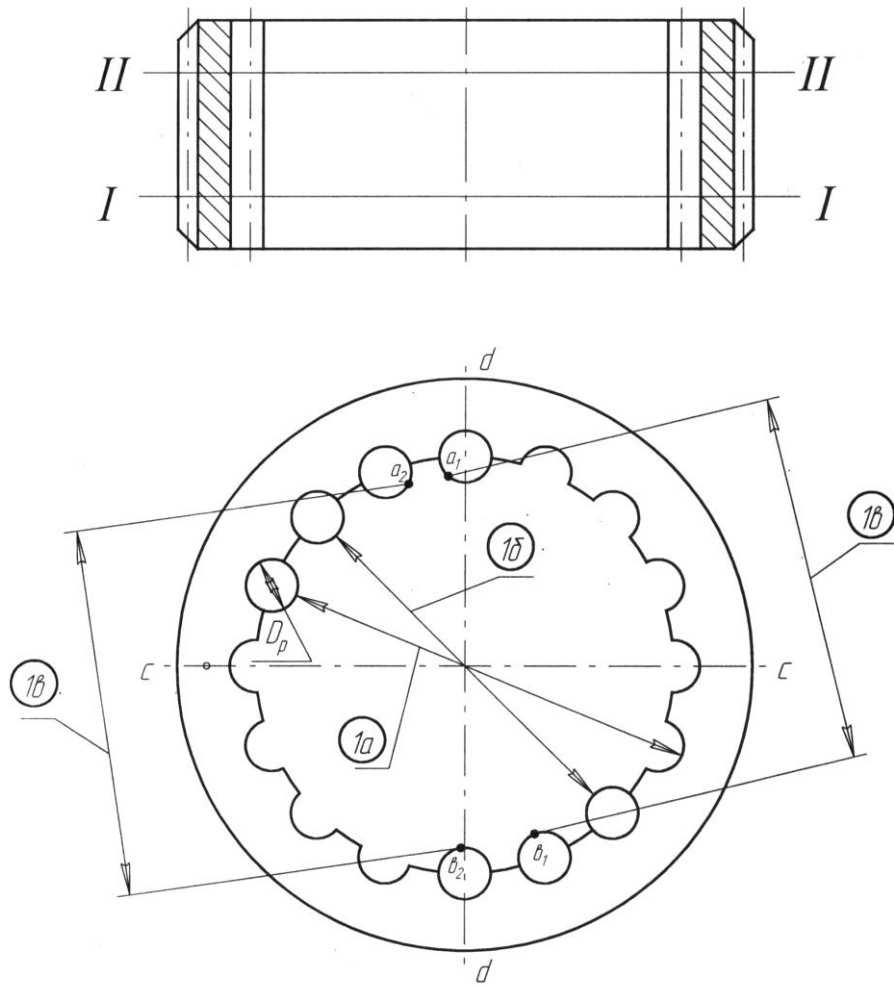


Рис. 3.8. Контролируемые параметры ротора

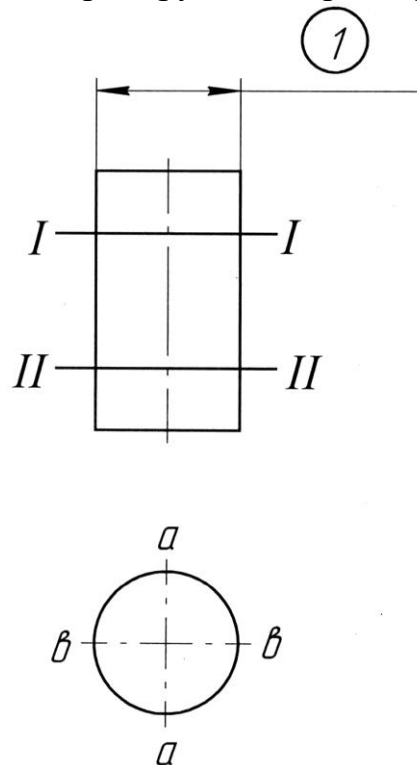


Рис. 3.9. Контролируемые параметры ролика

Контролируемый ротор устанавливают на измерительный столик прибора (рис. 3.4, б). На верхнюю часть столика устанавливают прибор измерительным наконечником напротив первой и второй впадины до контакта наконечника с роликами в точках  $a_1$  и  $a_2$  в сечении *I-I* (рис. 3.8).

Параметр  $(1\theta)$  в сечениях *I-I* и *II-II* измеряют при повороте детали на  $180^\circ$  против часовой стрелки.

При контроле параметра  $(1\theta)$  используют набор концевых мер.

### 3.4.3. Методика измерения геометрических параметров роликов.

Контролируемым параметром роликов, для проведения исследований, является их диаметр, который измеряется в сечениях *I-I*, *II-II*, *a-a* и *в-в* (рис.3.9).

Для выполнения измерений используются следующие оснастка и средства измерений: скоба типа СР ГОСТ 11098-75; микрометр 25-50 ГОСТ 6507-78.

Параметр  $(1)$  измеряют скобой в двух поперечных сечениях *I-I*, *II-II* и двух продольных: *a-a* и *в-в* – по общепринятой схеме.

## 3.5. Методика эксплуатационных испытаний опытной конструкции гидропривода зерновой жатки

Для оценки надежности отдельных подсистем и жатки в целом и определения интенсивности их отказов проводятся наблюдения за работой жаток ЖВН-6 в условиях рядовой эксплуатации. Сбор и обработка информации проводятся по методике, разработанной на основе действующих руководящих технических материалов и стандартов.

Количество отказов, необходимое для получения достоверных данных, определяется исходя из известной закономерности их распределения. Критерием выбора объема испытаний принимается ошибка в определении средней продолжительности безотказной работы:

$$\varepsilon = \delta t_{cp},$$

где  $\delta$  – принятая предельная относительная ошибка;

$t_{cp}$  – среднее время исправной работы.

Учитывая внезапный характер отказов предполагается, что они подчиняются экспоненциальному закону распределения. Такое предположение является наиболее справедливым для случайных отказов [1].

Учитывая принятую точность  $\nu = 1 + \delta$  и, задаваясь вероятностью получения числа отказов  $m$  не ниже  $a$ , по таблице [1] устанавливается значение  $m$ .

В этом случае математическое ожидание числа отказов за время испытания определяется по уравнению

$$m = \frac{Nt_u}{t_{cp}^{\circ}},$$

где  $N$  – количество машин, необходимое для наблюдений, шт;

$t_u$  – количество часов работы машин;

$t_{cp}^{\circ}$  – ожидаемое значение времени работы между отказами.

Для предполагаемого распределения имеем:

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\Psi}{2m} = \frac{Nt_u}{mt_{cp}^{\circ}},$$

где  $\varphi$  – числовой коэффициент, устанавливаемый по справочным таблицам [1];

$\Psi$  – квантиль распределения.

Таким образом, необходимое количество машино-часов определяется по формуле

$$Nt_u = \frac{mt_{cp}^{\circ}}{\varphi}.$$

Для исследований проводимых в диссертации, можно принять  $\delta = 15\%$ ,  $\alpha = 0,95$ . Тогда, число отказов  $m = 150$ , а  $\varphi = 0,9$ .

Опыт эксплуатации жаток ЖВН-6 показывает, что в течение рабочего

дня возникает несколько различных отказов в работе машин. Согласно, литературных источников средняя наработка на отказ не превышает  $t_{cp} = 3,38...6,73$  час [63].

Тогда, при ожидаемом значении времени работы между отказами  $t_{cp}^{\circ} = 5,05$  часа, общее количество машино-часов составит

$$Nt_u = \frac{150 \cdot 5,05}{9} = 871 \text{ машино-часов.}$$

При продолжительности сезонной работы жатвенных агрегатов равной 8-10 дней, с загрузкой их 10-12 часов в сутки, для получения достоверных данных необходимо проводить испытания минимально на

$$N_{\min} = \frac{871}{10 \cdot 12} = 7,2 \approx 8 \text{ машинах,}$$

$$N_{\max} = \frac{871}{8 \cdot 10} = 10,9 \approx 11 \text{ машинах.}$$

Данные хронометражных наблюдений заносятся в бланки наблюдательных листов и журналы наблюдений за жаткой. В наблюдательных листах отмечаются элементы времени смены, проводится шифровка операций, подсчитывается время по группам операций и баланс времени смены. Обработанные данные наблюдательных листов заносятся в журнал наблюдений за работой жатки.

Выбор показателей надежности и обработка опытных данных полученных при испытании жаток проводится в соответствии с методиками [62,63, 64].

По окончании наблюдений за работой жаток производится обработка данных путем составления сводных таблиц результатов ежедневных наблюдений, вычисления коэффициентов и показателей, характеризующих эксплуатационную надежность жаток.

При вычислении основных показателей, характеризующих надежность: коэффициент готовности, средней наработки на отказ, среднего времени восстановления определяются доверительные границы этих величин.

Для определения показателей надежности сборочных единиц (подсистем) жатка условно разбивается на несколько основных составных частей: режущий аппарат, мотовило, транспортер, привод.

Для каждой сборочной единицы определяются следующие показатели: количество отказов ( $n$ ), наработка на отказ ( $T$ ), среднее время восстановления ( $T_B$ ), коэффициент готовности ( $K_G$ ), процент простоев в суммарном времени простоев жатки в целом.

Расчет показателей надежности проводится отдельно для партии жаток с механическим и гидрофицированным приводом ВОМ.

Схема гидрообъемного привода жатки (рис. 3.10) показывает кинематику подключения модернизированного гидромотора 7 к подсистемам жатки: режущему аппарату 9, транспортеру 11 и мотовилу 13. В качестве гидравлического источника энергии использована гидросистема энергосредства (в данном случае комбайна «Нива») с насосом НШ-32. Для управления гидромотором привода используется золотник бункера 5.2.

### **Выводы по разделу**

1. Разработанная программа экспериментальных исследований, стенд для сравнительных испытаний и приборы для контроля погрешности формы вытеснителей позволяют подтвердить и дополнить теоретические предпосылки повышения эффективности и надежности работы гидропривода жаток зерноуборочных машин
2. Разработанная методика проведения полнофакторного эксперимента позволяет исследовать изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидромоторов в зависимости от их технического состояния.

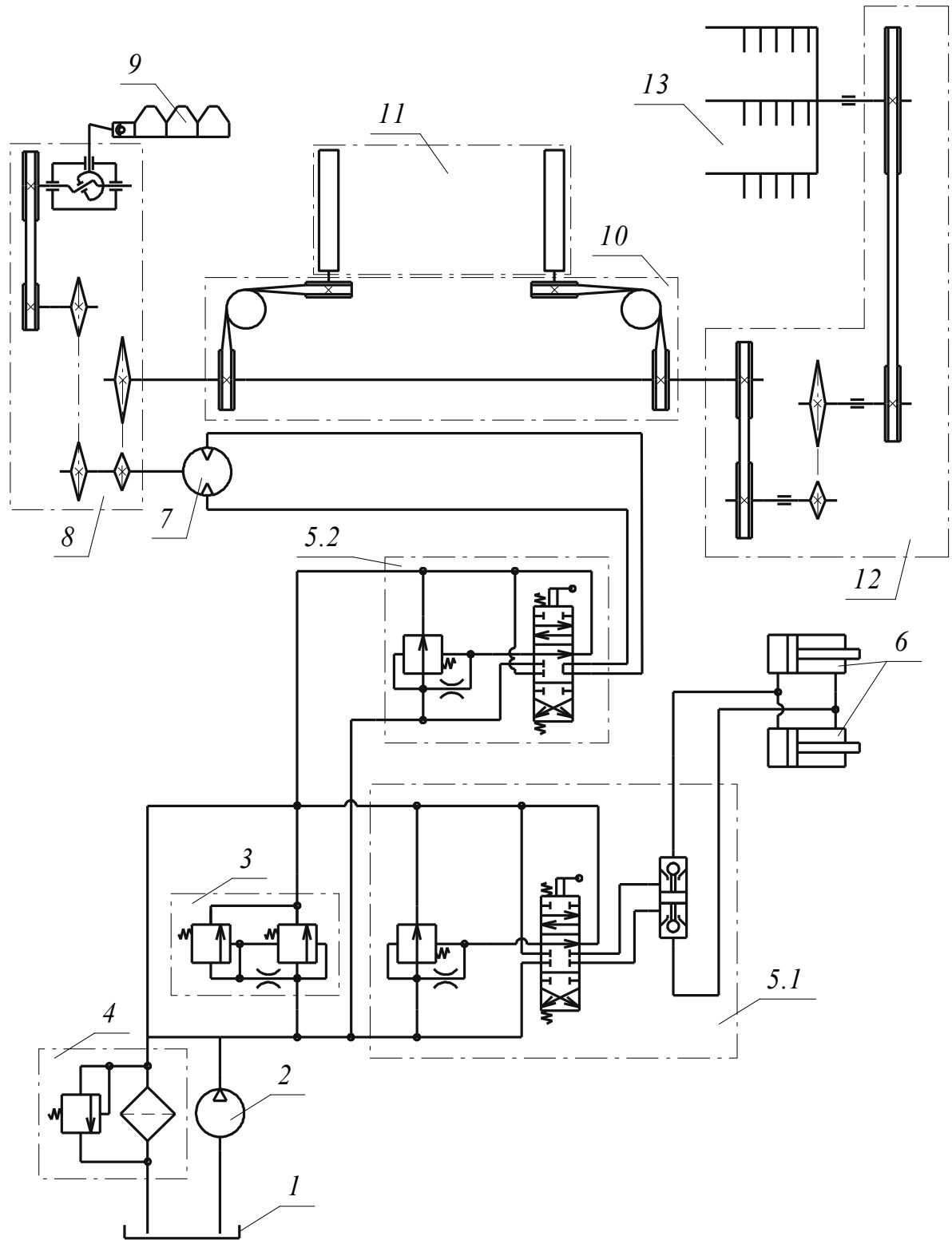


Рис. 3.10 - Схема гидрообъемного привода жатки:  
 1 – масляный бак, 2 – шестеренный насос НШ-32У, 3 – предохранительный клапан ГА-33.000, 4 – фильтр, 5 – гидрораспределитель, 6 – гидроцилиндры, 7 – гидромотор привода жатки ГПР-Ф-630, 8 – привод режущего аппарата, 9 – режущий аппарат, 10 – привод транспортера, 11 – транспортер, 12 – привод мотовила, 13 – мотовило

3. Разработанные методики определения диаметрального зазора и погрешности формы вытеснителей позволяют определить влияние погрешности формы вытеснителей на работоспособность планетарного гидромотора.
4. Разработанная методика эксплуатационных сравнительных испытаний жаток позволяет оценить надежность отдельных подсистем жатки с различным типом привода и определить интенсивность их отказов.

## РАЗДЕЛ 4

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

#### 4.1. Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного планетарных гидромоторов

Работоспособность разработанного модернизированного планетарного гидромотора оценивается согласно методике, представленной в разделе 3 и ГОСТ [23,24,25] по результатам сравнительных его испытаний с серийным. Первичные данные проведенных исследований представлены в приложениях **Б** и **В**.

В модернизированной конструкции гидромотора (Приложение **Д**), с целью повышения сопоставимости результатов использованы все детали, кроме вытеснителей от серийного гидромотора. Экспериментальные вытеснители выполнены с коэффициентом кривизны радиусов зубьев  $k_z = \frac{r_2}{r_1} = \frac{15}{2} = 7,5$  (в серийном гидромоторе  $k_{z.ш} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{7}{6} = 1,12$ ).

В результате проведенных исследований установлено, что для всех перепадов давлений ( $\Delta p = 8$  МПа,  $\Delta p = 16$  МПа,  $\Delta p = 20$  МПа) и интервалов изменения частот вращения  $n = 35 \dots 200$  мин<sup>-1</sup> объемный коэффициент полезного действия как серийного, так и модернизированного гидромоторов практически не меняется и близок к  $\eta_{об} \approx 1$  (рис. 4.1). Только при низких оборотах модернизированного гидромотора ( $n = 40 \dots 70$  мин<sup>-1</sup> и перепаде давления  $\Delta p = 20$  МПа) наблюдается некоторое снижение объемного коэффициента полезного действия до значений близких к  $\eta_{об} = 0,87$ .

Высокая стабильность объемного коэффициента полезного действия в широком диапазоне частот вращения указывает на то, что предложенная конструкция вытеснителей имеет самогерметизацию не худшую, чем серийная.

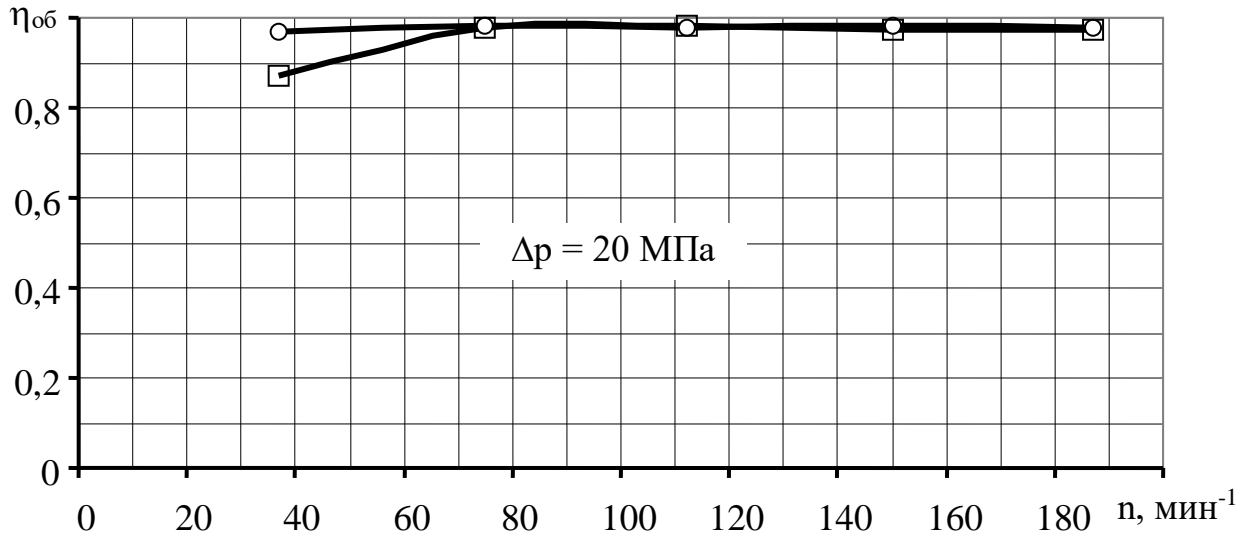


Рис. 4.1. Зависимость объемного к.п.д. от частоты вращения гидромоторов

—○— Серийный гидромотор

—□— Модернизированный гидромотор

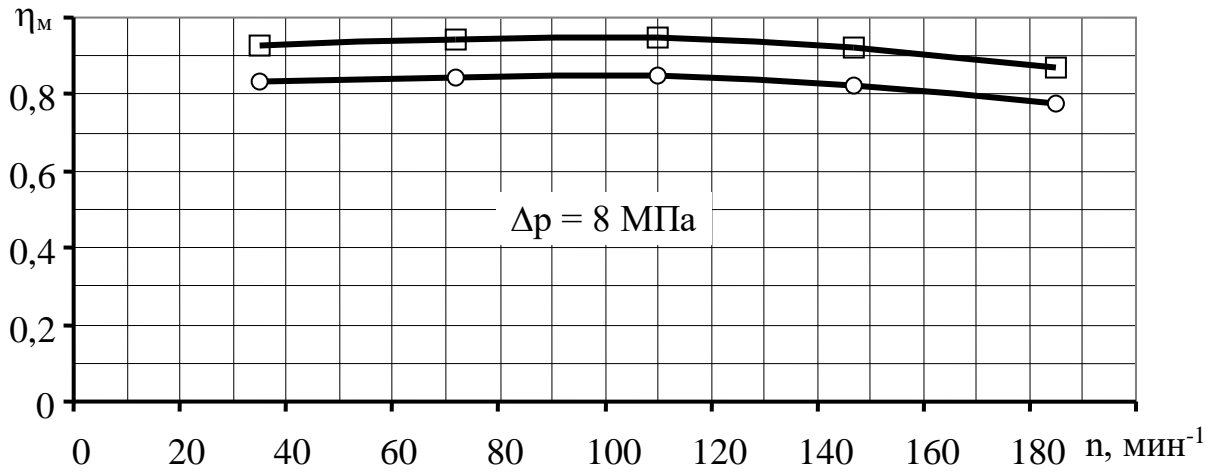
Уравнение регрессионной связи объемного коэффициента полезного действия с основными параметрами рабочего процесса представляется следующим образом

$$Y_3(\eta_{об}) = 0,942 + 0,015 \cdot X_1 + 0,0345 \cdot X_2 - 0,01 \cdot X_1 \cdot X_2. \quad (4.1)$$

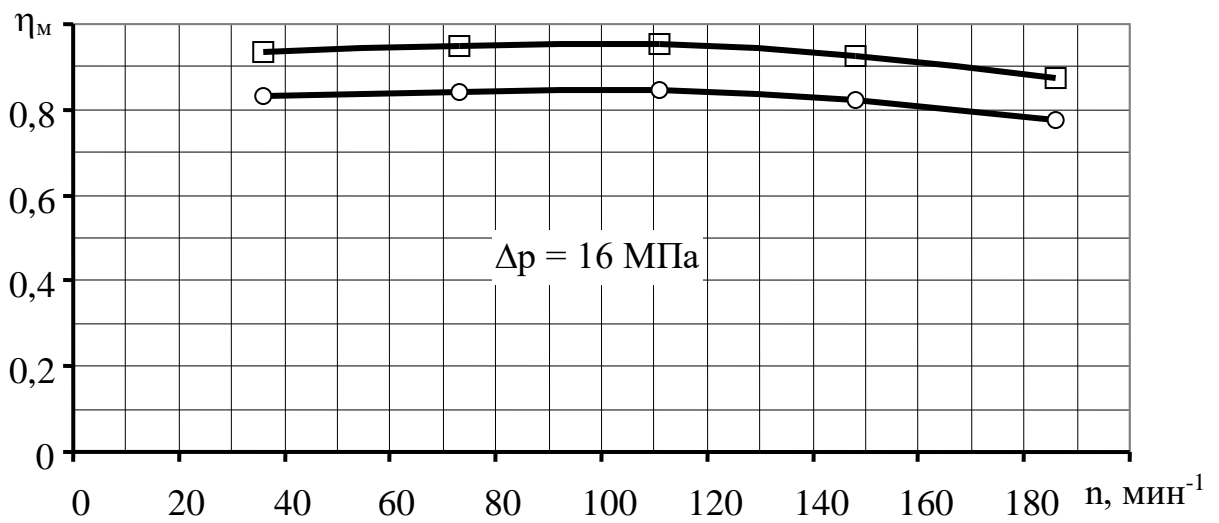
Или в раскодированном виде

$$\eta_{об.} = 0,831 + 0,0048\Delta p + Q(0,00115 - 0,000033\Delta p). \quad (4.2)$$

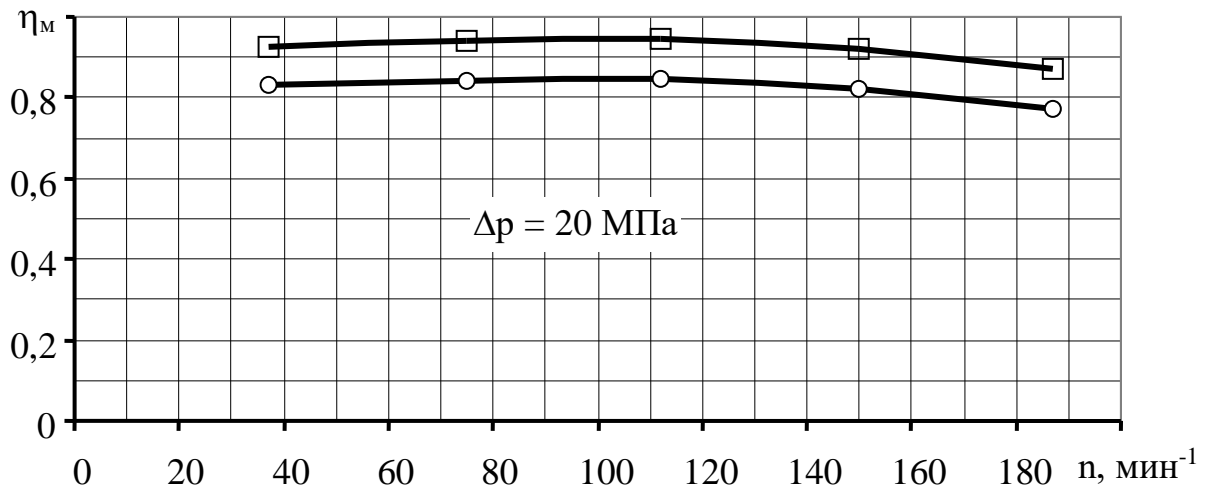
Некоторая нелинейность наблюдается в изменениях механического коэффициента полезного действия  $\eta_m$  в зависимости от частоты вращения  $n$  (рис. 4.2). Характер кривых идентичен для всех значений перепадов давлений. Из представленных данных видно, что во всех случаях механический коэффициент полезного действия модернизированного гидромотора выше, чем у серийного. Его максимальная величина близка к  $\eta_{м.э} = 0,95$ , что на 7...10% превышает значения серийного ( $\eta_{м.с} = 0,85$ ). При увеличении оборотов мотора до  $200 \text{ мин}^{-1}$  как для модернизированного, так и для серийного гидромотора характерно снижение механического коэффициента полезного действия. Очевидно, это связано с увеличением потерь в распределительной системе при оборотах, превышающих номинальные.



а



б



в

Рис. 4.2. Зависимость механического к.п.д. от частоты вращения при различных значениях перепадов давления

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

Уравнение регрессии, устанавливающее связь между механическим коэффициентом полезного действия модернизированного гидромотора и параметрами  $\Delta p$ ,  $Q$ ,  $\frac{r_2}{r_1}$  имеет вид

$$Y_4(\eta_m) = 0,843 - 0,037 \cdot X_2 - 0,056 \cdot X_3 + 0,0051 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,012 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (4.3)$$

Или в раскодированном виде

$$\eta_m = 0,858 + 0,013 \frac{r_2}{r_1} - 0,0012 \Delta p - Q \left( 0,0013 - 0,000017 \Delta p - 0,000075 \frac{r_2}{r_1} \right). \quad (4.4)$$

Учитывая, что объемные коэффициенты согласно проведенным исследованиям во всем интервале изменения угловой скорости для перепадов  $\Delta p = 8$  МПа и  $\Delta p = 16$  МПа не меняются ( $\eta_{об} \approx 1$ ), то графики, полученные для механических коэффициентов при этих давлениях (рис. 4.2, а, б) характеризуют изменения общих коэффициентов полезного действия. Отличительными являются только изменения общих коэффициентов полезного действия для перепада давления  $\Delta p = 20$  МПа (рис. 4.3). Обусловлено это тем, что при малых оборотах для модернизированного гидромотора наблюдается снижение объемного коэффициента полезного действия.

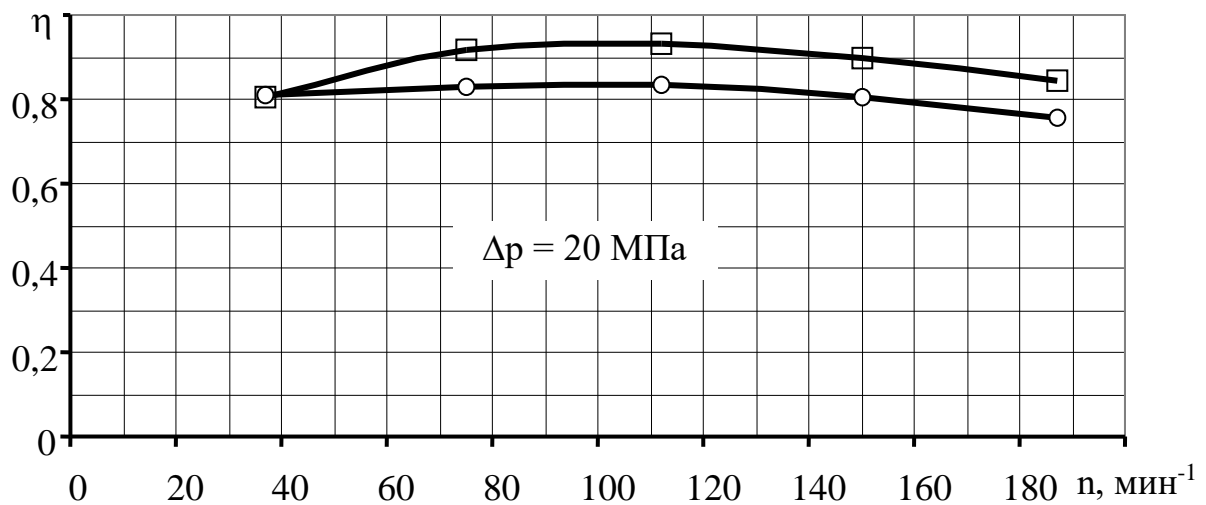


Рис. 4.3. Зависимость общего к.п.д. от частоты вращения гидромоторов

- Серийный гидромотор
- Модернизированный гидромотор

Уравнение регрессии общего к.п.д. представляется зависимостью

$$Y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot X_1 - 0,0054 \cdot X_2 - 0,053 \cdot X_3 + \\ + 0,013 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (4.5)$$

Или в раскодированном виде

$$\eta = 0,723 + 0,0022\Delta p - 0,00047Q + \frac{r_2}{r_1}(0,000082Q + 0,011). \quad (4.6)$$

Исследованиями зависимости крутящих моментов от частоты вращения установлено, что характер их изменения, как для серийного, так и для модернизированного гидромоторов идентичен (рис. 4.4). Разница между абсолютными значениями величин крутящих моментов возрастает с увеличением перепада давлений. Так, если для перепада давлений  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$  она составляет в среднем  $80 \text{ Н·м}$ , то для перепада давлений  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$  ее величина уже равна  $220 \text{ Н·м}$ . Причем, при всех перепадах давлений и величинах количеств оборотов, модернизированный гидромотор развивает больший крутящий момент, чем серийный. Объяснить это можно снижением гидромеханических потерь за счет повышения механического коэффициента полезного действия характерного для разработанной конструкции вытеснителей модернизированного гидромотора (рис. 4.2).

В общем виде уравнение регрессии между крутящим моментом и параметрами  $\Delta p$ ,  $Q$  и  $\frac{r_2}{r_1}$  представляется в виде

$$Y_1(M) = 1170,5 + 495 \cdot X_1 - 60,25 \cdot X_2 + 69,5 \cdot X_3 - \\ - 28,25 \cdot X_1 \cdot X_2 + 23 \cdot X_1 \cdot X_3 + 5,75 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (4.7)$$

После раскодирования имеем

$$M = 83,84\Delta p - Q(0,094\Delta p + 0,04) + \frac{r_2}{r_1}(1,21\Delta p + 0,036Q + 2,46) - 2,91. \quad (4.8)$$

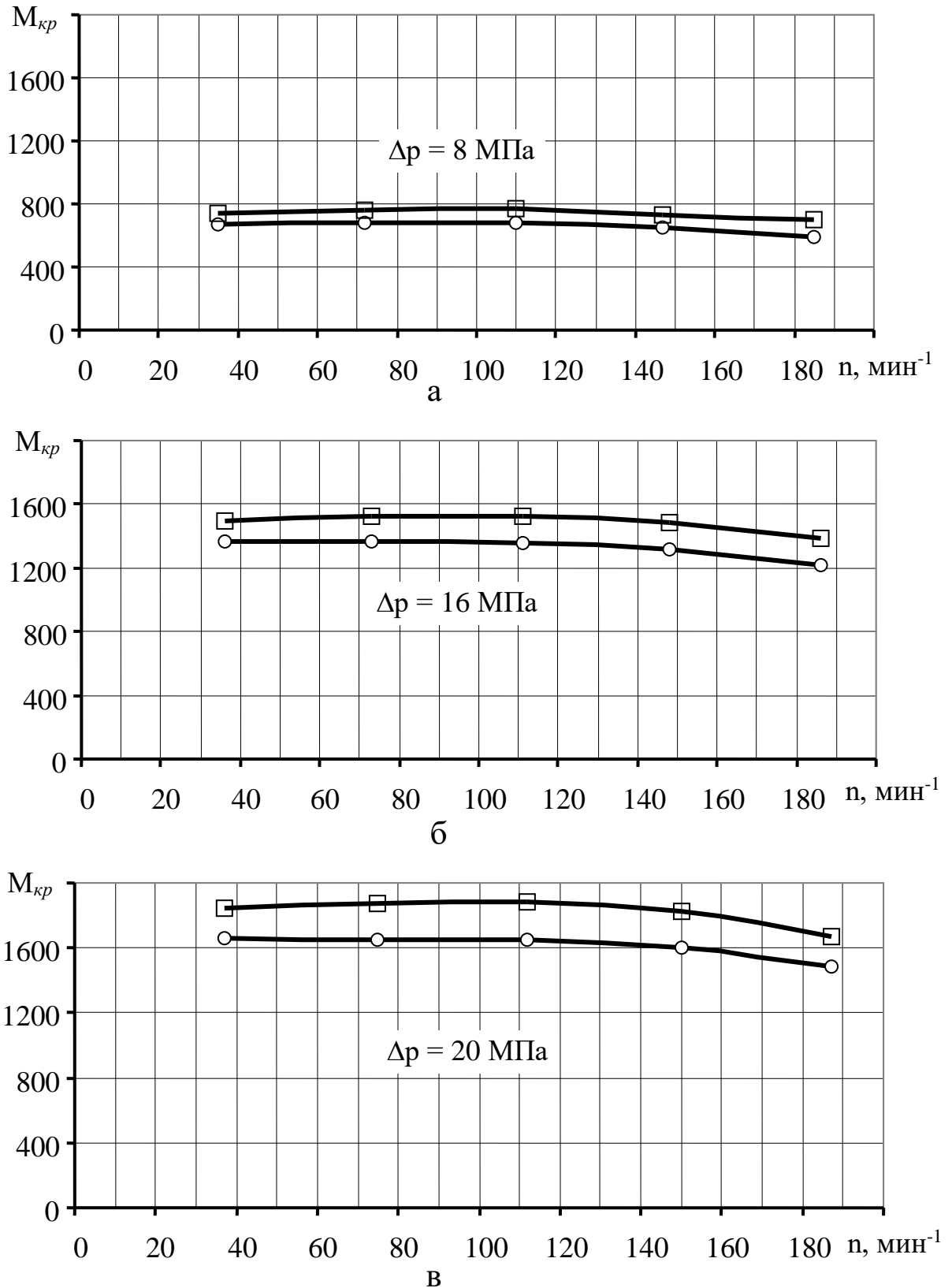


Рис. 4.4. Зависимость крутящего момента от частоты вращения при различных перепадах давления

- — Серийный гидромотор
- — Экспериментальный гидромотор

Результаты исследований влияния частоты вращения на расход рабочей жидкости для модернизированного гидромотора при различных перепадах давлений представлены в виде графической зависимости на рис. 4.5. Исследованиями установлена линейная пропорциональная связь между этими параметрами. Причем определено полное совпадение графиков для разных перепадов давлений.

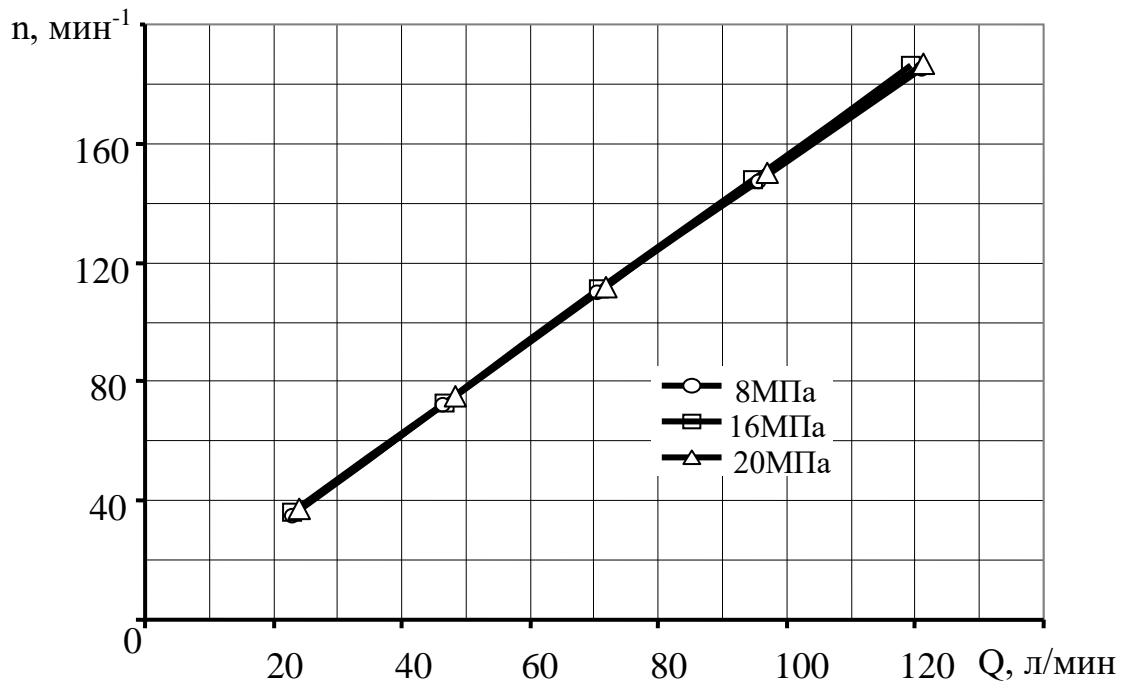


Рис. 4.5. Зависимость частоты вращения от расхода рабочей жидкости

Для серийного гидромотора установлены аналогичные данные (Приложение **Б**), которые графически идентичны представленным на рис. 4.5.

Общее уравнение регрессии влияния параметров гидромотора на его обороты представляется в виде суммы

$$Y_2(n) = 111 + 75 \cdot X_2. \quad (4.9)$$

В раскодированном виде имеем

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q. \quad (4.10)$$

Таким образом, исследованиями влияния конструктивных изменений вытеснителей гидромоторов на их работоспособность установлено, что применение модернизированной конструкции силового соединения улучшает

функциональные параметры планетарного гидромотора. Так, для него несколько выше значения механического коэффициента полезного действия и крутящего момента во всех интервалах изменений оборотов и перепадов давлений рабочей жидкости.

#### 4.2. Влияние износа вытеснителей на основные функциональные параметры гидромотора

Согласно разработанной методике (п. 3.2) износ зубьев силового механизма вытеснителей моделировался путем изготовления набора шестерен с различными радиусами делительной окружности  $R_1$ . При этом получили различные по величине диаметральные зазоры, имитирующие износ пар силового соединения.

Для определения влияния износа вытеснителей на изменение функциональных параметров гидромотора были определены (табл. 4.1) предельные значения погрешности формы.

Таблица 4.1

Предельные значения погрешности формы вытеснителей

Серийн. гидромотор	<b>A</b>	max	+0,072	$\Pi_1^\phi$	0,052	$S_{\delta_{\max}}$	0,204
		min	+0,02				
	<b>B</b>	max	0,00	$\Pi_2^\phi$	0,132		
		min	-0,132				
Модерн. гидромотор	<b>A</b>	max	+0,048	$\Pi_1^\phi$	0,028	$S_{\delta_{\max}}$	0,067
		min	+0,02				
	<b>B</b>	max	0,00	$\Pi_2^\phi$	0,019		
		min	-0,019				

Отклонения сопрягаемых параметров (рис. 4.6) позволяют графически представить величину изменения зазора в силовом соединении, обусловленного погрешностью формы вытеснителей серийного и модернизированного гидромоторов.

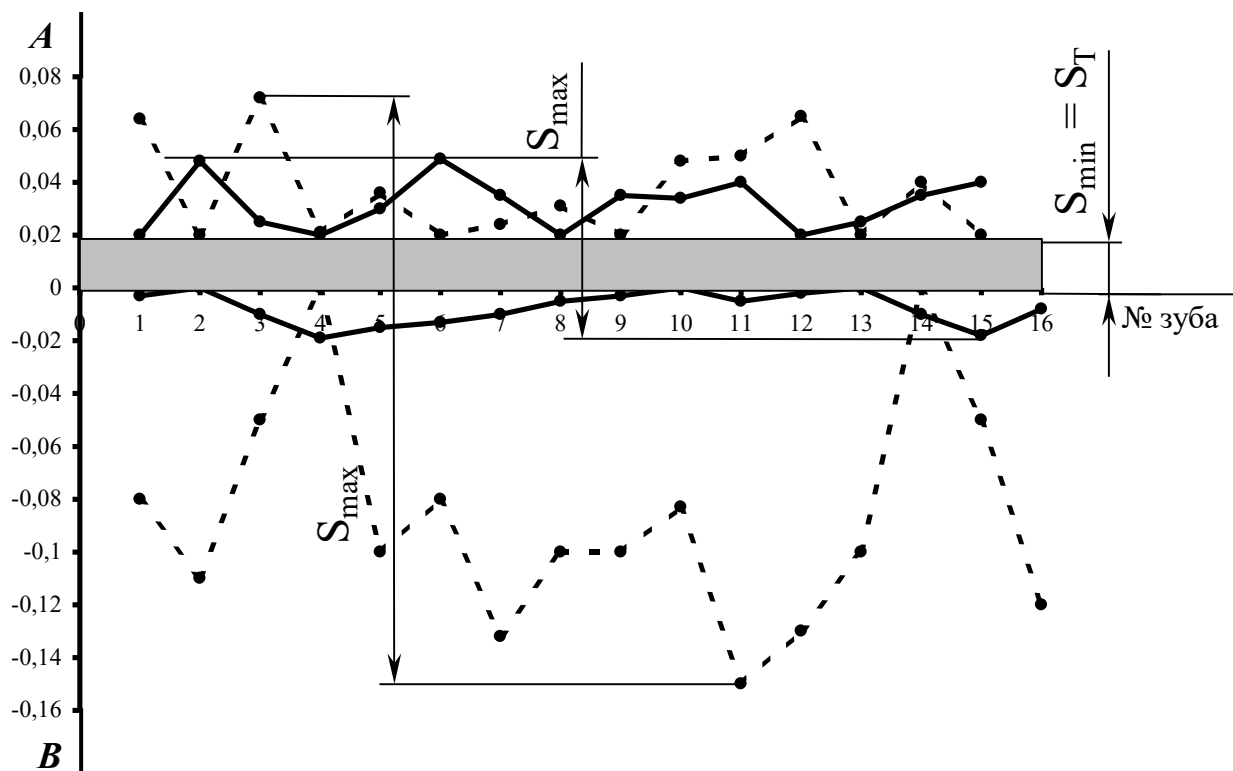


Рис. 4.7. Зависимость отклонения погрешности формы вытеснителей от положения сопрягаемых деталей

--- Серийный гидромотор  
 — Модернизированный гидромотор

Погрешность формы шестерни составляет 0,052 мм и 0,028 мм для серийного и модернизированного гидромоторов, соответственно. Для роторов этих же гидромашин она равна 0,132 мм и 0,019 мм. Рабочий зазор в вытеснителях модернизированного гидромотора составляет 0,067 мм, что в 3 раза меньше, чем у серийного.

Сравнительные одновременные стендовые испытания серийного и модернизированного гидромоторов выявили результаты, которые представлены в таблице 4.2.

По данным таблицы 4.2 построены соответствующие зависимости (рис.4.7).

Таблица 4.2

Изменение функциональных параметров серийного и модернизированного гидромоторов вследствие изнашивания силовых элементов вытеснителей

Функциональный параметр	Диаметральный зазор $S$ , мм										
	Серийный гидромотор					Модернизированный гидромотор					
	0,02	0,07	0,12	0,15	0,17	0,07	0,17	0,27	0,37	0,47	0,57
Расход $Q_{пр.}$ , л/мин	0	0	0	2,8	6,8	0	0	0	0	2,8	6,3
Крутящий момент $M_{кр.}$ , Н·м	1222	1222	1222	1050	590	1386	1386	1386	1386	1110	615

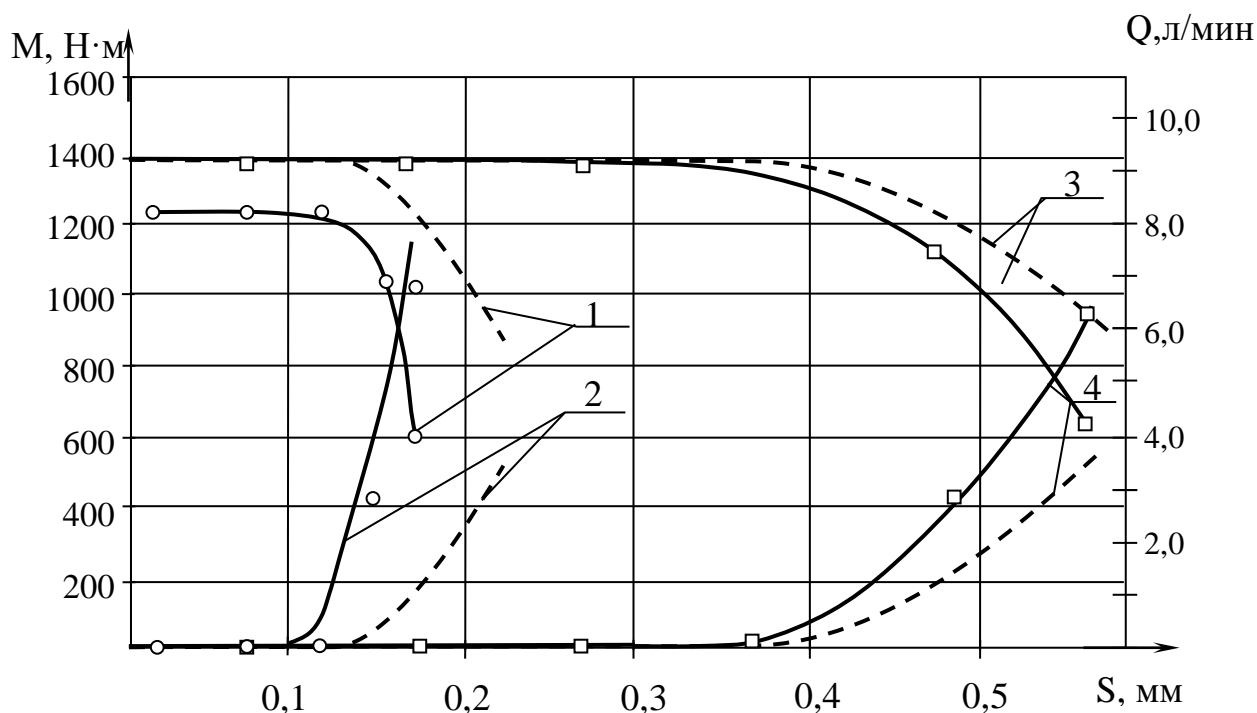


Рис. 4.7. Зависимость изменения функциональных параметров гидромоторов от износа вытеснителей (радиального зазора):

—○— экспериментальные кривые (серийный гидромотор)

—□— экспериментальные кривые (модернизированный гидромотор)

.....— теоретические кривые;

1 — изменение крутящего момента серийного гидромотора;

2 — изменение потерь на перетечки у серийного гидромотора;

3 — изменения крутящего момента модернизированного гидромотора;

4 — изменение потерь на перетечки у модернизированного гидромотора.

Анализ зависимостей изменения функциональных параметров исследуемых гидромашин показывает, что крутящий момент (рис. 4.7, кривая 1), развиваемый серийным гидромотором при номинальном перепаде давления  $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$  равен  $M_{кр.} = 1222 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и остается неизменным при увеличении зазора  $S$  до  $0,12 \text{ мм}$ . Затем, при дальнейшем увеличении зазора до  $S = 0,17 \text{ мм}$ , наблюдается резкое снижение крутящего момента  $M_{кр.} = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , которое объясняется резким уменьшением плеча  $h$  приложения результирующей силы давления рабочей жидкости (рис. 2.5), определяемого уравнением 2.59.

Невозможность развития серийными гидромоторами номинального крутящего момента ( $M_{кр.} = 1400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) при номинальном перепаде давления ( $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ ) объясняется большой погрешностью формы применяемых в них вытеснителей (в частности, ротора), что приводит иногда (как в данном случае) к “заеданию” – т.е., к натягу в диаметральном зазоре, и как следствие, к механическим потерям на  $7...10\%$ . Этим же объясняется и резкое падение крутящего момента.

Иная зависимость изменений наблюдается между расходом рабочей жидкости и перетечками, которые определяются величиной радиального зазора  $S$  (рис. 4.7, кривая 2). Наличие участка стабилизации, когда перетечки не зависят от величины радиального зазора указывает на самогерметизацию вытеснителей. Этот процесс продолжается до определенных значений зазора (износа вытеснителей) и при достижении критической величины  $S = 0,12 \text{ мм}$  для серийного гидромотора происходит резкое увеличение потерь на перетечки. Так, при зазоре  $S = 0,17 \text{ мм}$  расходы на перетечки уже составляют  $Q_{пр.} = 6,8 \text{ л/мин}$ .

Таким образом, экспериментально подтверждены результаты теоретического исследования кинематики движения вытеснителей при условиях их

всплытия, самогерметизации и возникновения перетечек обусловленных за- критическими величинами радиальных зазоров.

Несколько по другому происходят изменения крутящего момента от величины радиального зазора (степени износа) шестерен вытеснителя, что наблюдается для модернизированного гидромотора (рис. 4.7, кривая 3). Участок стабилизации крутящего момента для разработанной конструкции значительно удлинен и достигает величины предельного зазора до  $S = 0,37 \text{ мм}$ , что более, чем в три раза превышает аналогичные данные для серийного гидромотора (кривая 1). Соответственно этому увеличился и интервал отсутствия (минимальных) потерь на перетечки рабочей жидкости в силовом соединении (кривая 4). Обращает на себя внимание, что внесенные конструктивные изменения в блок вытеснителей существенно повлияли на интенсивность изменения рабочих параметров экспериментального гидромотора. Для него характерно более плавное (замедленное) падение крутящего момента и соответствующее этому увеличение потерь на перетечки рабочей жидкости.

Представляет научный интерес проверка на адекватность представленных экспериментальных результатов с теоретическими исследованиями, выполненными в разделе 2.

Сравнительными исследованиями при моделировании изнашивания силового механизма выталкивателей на основе вычислительного эксперимента выполненного на ПЭВМ установлены изменения основных параметров серийного и модернизированного гидромоторов. Соответствующие графические зависимости представлены на рис. 4.7 пунктирными линиями. Из графиков видно, что для серийного гидромотора при значениях зазора, превышающих  $S > 0,12 \text{ мм}$ , также как и в экспериментальных исследованиях крутящий момент существенно снижается (кривая 1) и при достижении зазорами величины  $S > 0,2 \text{ мм}$  момент снижается на 28% ниже первоначального. В тоже время расход на перетечки рабочей жидкости резко возрастает (кривая 2) и при диаметральном зазоре  $S > 0,2 \text{ мм}$  составляет  $Q_{np} = 2,2 \text{ л/мин}$ .

Для модернизированного гидромотора ухудшение технического состояния (снижение крутящего момента и увеличение перетечек) наступает только после значений зазора  $S \geq 0,37 \text{ мм}$  (кривая 3). Так, уже при величине зазора  $S = 0,45 \text{ мм}$ , крутящий момент составляет не более  $M_{кр} = 1300 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (снижение на 9%), а перетечки равны  $Q_{пр} = 0,8 \text{ л/мин}$  (кривая 4). Однако при увеличении зазора до  $S = 0,55 \text{ мм}$ , крутящий момент падает до  $M_{кр} = 980 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а перетечки увеличиваются до  $Q_{пр} = 2,5 \text{ л/мин}$ .

Проведенные экспериментальные исследования подтверждают теоретические предпосылки влияния погрешности формы на долговечность работы вытеснителей (а значит и гидромотора в целом) и показывают, что при модернизации гидромотора наработка на отказ его вытеснителей возрастает более, чем в 3 раза.

Отличия характера кривых, полученных при математическом моделировании (раздел 2) и экспериментальных исследованиях вызваны допущениями, принятыми при моделировании.

### **4.3. Сравнительные эксплуатационные испытания зерновых жаток с различными типами приводов**

Сравнительные испытания различных типов приводов проводились на жатках ЖВН-6 в условиях рядовой эксплуатации. Под наблюдениями находились 6 жаток с механическим приводом и 6 жаток с гидравлическим приводом (рис. 4.8).

Испытания проводились с 1 по 15 июня 2002 года на полях хозяйства СЧП «Дружба» и хозяйства СЧП «Заря» Бердянского района Запорожской области. Средняя урожайность пшеницы составляла  $31 \text{ ц/га}$ . В связи с климатическими условиями уборочного сезона 2002 г. большинство площадей зерновых культур убиралось на свал. Поэтому наработка жаток составляла  $140...160 \text{ часов}$ .



Рис. 4.8. Гидрообъемный привод активных рабочих органов жатки.

Распределение отказов по основным агрегатам жаток показало, что наибольшая продолжительность отыскания и устранения отказа (средняя продолжительность простоя) у жаток ЖВН-6 приходится на мотовило у жаток с механическим приводом и составляет 26,19 часа и режущий аппарат у жаток с гидравлическим приводом (9,52 часа).

За период испытаний по жаткам с гидравлическим приводом было зарегистрировано 36 отказов, у жаток с механическим приводом – 65 отказов. На отыскание и устранение отказов гидрофицированных жаток было затрачено 16,6 часа и 73,97 часа – у жаток с механическим приводом. Коэффициент готовности жатки с механическим приводом составил  $K_2 = 0,955$ , а с гидравлическим –  $K_2 = 0,995$  (при этом нормативный показатель  $K_2 = 0,96$  – по данным завода-изготовителя). Производительность жатки с гидравлическим приводом, на 5...8% выше, чем с механическим; повышена наработка на отказ в 3...4 раза; коэффициент готовности на 3...5%.

Аналогичные результаты были получены при использовании энергосредства ЭЗС-80 (рис. 4.9) с гидрообъемным ВОМ (Приложения *К, Л*), работающего с серийной жаткой с механическим приводом (рис. 4.10).



Рис. 4.9. Энергосредство с гидравлическим ВОМ



Рис. 4.10. Эксплуатационные испытания жаток

Анализ отказов показывает, низкая надежность жатки ЖВН-6 обусловлена производственными недостатками. Основными источниками отказов являются мотовило, шпренгели мотовила, наклонная камера, недостаточная прочность крепления планок на ленте транспортера, карданная передача, кривошипно-шатунный механизм, вал кривошипа натяжного устройства.

Показатели надежности жаток с различным типом привода определялись для отдельных основных подсистем, таких как: режущий аппарат; мотовило; транспортер. Результаты этих исследований представлены в таблицах 4.3, 4.4, 4.5.

Таблица 4.3

## Данные о надежности режущего аппарата

Показатель	Тип привода	
	механический	гидравлический
1. Количество отказов, $n$ , шт.	24	28
2. Нарботка на отказ, $T_p$ , мото·ч.	23,13	38,97
3. Средняя продолжительность простоя, $t_p$ , час.	23,28	9,52
4. Среднее время восстановления, $T_{в.р.}$ , час.	0,97	0,34
5. Коэффициент готовности, $K_{г.р.}$	0,960	0,992
6. Простои, $\delta$ , %	40,79	24,24

Характерными отказами режущего аппарата являются: поломка сегментов и пальцев (всего было заменено 34 пары пальцев и около 70 сегментов), поломки шатуна (12 отказов), поломка (2 отказа) и ремонт (9 отказов) косы.

Таблица 4.4

## Данные о надежности мотовила

Показатель	Тип привода	
	механический	гидравлический
1. Количество отказов, $n$ , шт.	27	6
2. Нарботка на отказ, $T_m$ , мото·ч.	20,44	144,83
3. Средняя продолжительность простоя, $t_m$ , час.	26,19	5,22
4. Среднее время восстановления, $T_{в.м.}$ , час.	0,97	0,87
5. Коэффициент готовности, $K_{г.м.}$	0,955	0,994
6. Простои, $\delta$ , %	46,05	7,46

Наиболее частым отказом является поломка лучей мотовила. Всего было заменено около 620 лучей, причем, в основном при уборке гороха с ячменем. Кроме того, к основным отказам мотовила можно отнести поломки эксцентрика, вала мотовила, деревянного подшипника.

Таблица 4.5

## Данные о надежности транспортера

Показатель	Тип привода	
	механический	гидравлический
1. Количество отказов, $n$ , шт.	14	2
2. Нарботка на отказ, $T_{тр.}$ , мото·ч.	32,07	397,5
3. Средняя продолжительность простоя, $t_{тр.}$ , час.	24,5	1,86
4. Среднее время восстановления, $T_{в.тр.}$ , час.	1,75	0,93
5. Коэффициент готовности, $K_{г.тр.}$	0,949	0,998
6. Простои, $\delta$ , %	17,63	6,14

Характерными отказами транспортера являются поломка подшипников ведущего и ведомого валов, а также самих валов, разрыв и вытяжка лент.

Усредненные показатели надежности и ремонтпригодности испытуемых жаток приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6

Усредненные данные о надежности привода жаток в целом

Показатель	Тип привода	
	механический	гидравлический
1. Количество отказов, $n$ , шт.	65	36
2. Нарботка на отказ, $T_{np.}$ , мото·ч.	25,12	193,77
3. Средняя продолжительность простоя, $t_{np.}$ , час.	73,97	16,6
4. Среднее время восстановления, $T_{в.пр.}$ , час.	1,14	0,46
5. Коэффициент готовности, $K_{з.пр.}$	0,955	0,995
6. Простои, $\delta$ , %	97,16	37,84

Модернизация привода (замена механического на гидравлический) приводит к снижению количества отказов в 1,6...2,0 раза и снижению простоев 2,3...2,7 раза, а, следовательно, и к улучшению остальных показателей надежности активных рабочих органов жатки в целом. Так, например, повысилась равномерность вращения мотовила и движения режущего аппарата и, как следствие, уменьшились вибрации всей жатки в целом. В связи с этим испытывалась жатка с гидромотором у которого значение износа (зазора) определялось предельным значением  $S = 0,35$  мм.

Необходимо отметить, что отказы привода жатки являются косвенными и определяются суммой отказов подсистем жатки и распределяются в следующем соотношении:

- для механического привода: режущий аппарат – 37%, мотовило – 42% и транспортер – 21%;
- для гидравлического привода: режущий аппарат – 78%, мотовило – 17% и транспортер – 5%.

Результаты исследований внедрены в учебном процессе (приложение М) с целью улучшения подготовки специалистов АПК.

## Выводы по разделу

1. Анализ результатов исследований работоспособности модернизированной конструкции планетарного гидромотора показывает, что изменение конструкции вытеснителей позволяет повысить механический и общий к.п.д. на 7...10% (за счет снижения погрешности формы самих вытеснителей) при идентичности изменений остальных функциональных параметров.
2. При определении влияния функциональных параметров на технические характеристики планетарного гидромотора получены соответствующие математические модели, описывающие взаимосвязь этих параметров в диапазоне изменения перепада давления от 8 до 20 МПа, расхода рабочей жидкости 20...120 л/мин. и коэффициента кривизны радиусов зубьев  $\frac{7}{6} \dots \frac{15}{2}$ . Полученные уравнения регрессии (4.2, 4.4, 4.6, 4.8, и 4.10) позволяют описать процесс изменения технического состояния планетарного гидромотора в условиях эксплуатации.
3. Сравнительными экспериментальными исследованиями изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидромоторов при износе установлено, что наработка на отказ предложенной конструкции в 3 раза выше и составляет 6000 мото·ч, что соответствует результатам математического моделирования на ПЭВМ.
4. Параметрический отказ серийного гидромотора наступает при достижении диаметрального зазора в вытеснителях (износа) своего предельного значения, 0,12 мм. При этом функциональные параметры гидромотора резко ухудшаются (при зазоре 0,2 мм, крутящем моменте 1010 Н·м и расходе 2,2 л/мин.). В модернизированной конструкции функциональный отказ наступает при достижении значения зазора 0,37 мм с более плавной потерей работоспособности (при зазоре 0,45 мм, крутящем мо-

менте 1300 *H·м* и расходе 0,8 л/мин).

5. Сравнительными эксплуатационными испытаниями зерновых жаток с различным типом привода установлено, что продолжительность простоя жаток с гидравлическим приводом в 4,5 раза меньше и составляет 16,6 часа. Производительность жатки с гидравлическим приводом, на 5...8% выше, чем с механическим, при этом наработка на отказ повышена в 3...4 раза, количество отказов снижено в 1,6..2,0 раза и простои – в 2,3...2,7 раза, а коэффициент готовности повышен на 3...5% и составляет 0,955 – для жатки с механическим и 0,995 – для жатки с гидравлическим приводом (при этом нормативный показатель, по данным завода-изготовителя, составляет 0,96). Отказы привода жатки определяются как отказы отдельных подсистем: режущего аппарата, мотовила и транспортера, – и распределяются 37%, 42% и 21% – для механического, 78%, 17% и 5% – для гидравлического привода, соответственно.

## РАЗДЕЛ 5

### РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

#### 5.1. Перспективы применения разработанной конструкции планетарного гидромотора в АПК

Недостаточно широкое применение гидропривода в мобильной сельскохозяйственной технике объясняется следующими причинами: специфичной требованний к приводам рабочих органов; тяжелыми условиями работы и хранения сельхозмашин; ограниченной номенклатурой гидроагрегатов; их низким техническим уровнем; высокой стоимостью и др.

Анализируя технические требования к приводам сельхозмашин, можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп:

- сеялки с пневмовысевом (высокооборотные вентиляторы);
- автоматические прореживатели (быстродействующий привод ножей);
- машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортер);
- машины для химической защиты (распыливающие диски, вентиляторы, мешалка);
- зерноуборочные комбайны (мотовило жатки, шнек и режущий аппарат жатки, наклонная камера, молотилка, соломотряс, вентилятор очистки, шнеки, вибраторы, ходовая часть, рулевое управление);
- кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (транспортеры, битеры, молотилка, копачи, элеваторы, шнеки, рулевое управление);
- плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Из анализа видно, что наиболее энергонасыщенными (с позиции гидрофикации) являются зерноуборочные комбайны, которые при достаточно высокой степени гидрофикации органов управления имеют явно низкий уро-

вень применения гидропривода активных рабочих органов.

Проведенные исследования позволили выявить ряд активных рабочих органов зерноуборочных машин, гидрофикация которых значительно повысит их эксплуатационную эффективность. К таким рабочим органам относятся жатка (в том числе мотовило, шнек, режущий аппарат), вентилятор очистки, ходовая часть, выгрузной шнек и т.д.

Условия эксплуатации жатки выявили необходимость применения для привода ее рабочих органов низко- и среднеоборотных гидромоторов.

Для нормальной работы вентилятора очистки необходимо использование высокооборотного гидромотора.

Исследованиями гидропривода ходовой части установлена перспективность использования трехмашинной схемы с насосом переменной производительности и гидромоторами со ступенчато изменяемым объемом.

Для обеспечения точности вождения комбайна, необходим насос-дозатор с дублирующим качающим блоком, в качестве которого наиболее целесообразно применение элементов силового соединения (вытеснителей) планетарного гидромотора.

Таким образом, для гидрофикации рабочих органов рассмотренных сельхозмашин необходимо разработать и освоить в производстве следующую номенклатуру гидромашин: низко-, средне- и высокооборотных гидромоторов, насосов-дозаторов рулевого управления и др.

Необходимо отметить, что предлагаемая конструкция модернизированного гидромотора в зависимости от режима работы вытеснителей может использоваться как низко- и среднеоборотный гидромотор (при планетарном режиме), а также как высокооборотная гидромашина – при героторном режиме (пат. №37457А). Данная конструкция является основой для гидромотора со ступенчато изменяемым объемом (пат. №37478А).

В предлагаемом гидромоторе использован принцип универсализации составных элементов. Такой подход к разработке гидромашин позволит быстрее осваивать разнообразную номенклатуру из унифицированных дета-

лей и узлов, а также наряду с выпускаемой массовой продукцией осуществлять выпуск малосерийных изделий, необходимых для решения частных задач привода и управления рабочими органами сельхозмашин.

## 5.2. Экономическая эффективность от применения разработанного гидропривода жатки

Экономическая эффективность внедрения предложенной разработки гидропривода жатки определяется в основном повышением надежности и эффективности ее использования, а также снижением трудоемкости при изготовлении и эксплуатации гидромотора привода.

Для определения экономической эффективности использовались результаты производственных испытаний жатки ЖВН-6.

Повышение надежности жатки, путем снижения общей продолжительности простоя в процессе эксплуатации, при замене механического привода гидравлическим, определяется уравнением:

$$\Delta t = t_{м.пр.} - t_{г.пр.}, \quad (5.1)$$

где  $t_{м.пр.}$  – продолжительность простоя жатки с механическим приводом;

$t_{г.пр.}$  – продолжительность простоя жатки с гидравлическим приводом.

Для определения продолжительности простоя при отказе сборочных единиц (подсистем) жатка условно разбивается на несколько составных частей: режущий аппарат, мотовило, транспортер и привод. Тогда, общая продолжительность простоя жатки  $t$  выражается продолжительностью простоя при отказе режущего аппарата  $t_p$ , мотовила  $t_m$ , транспортера  $t_{mp}$  и равна:

– для жатки с механическим приводом

$$t_{м.пр.} = t_{м.р.} + t_{м.м.} + t_{м.тп.}; \quad (5.2)$$

– для жатки с гидравлическим приводом

$$t_{г.пр.} = t_{г.р.} + t_{г.м.} + t_{г.тп.}, \quad (5.3)$$

где  $t_{м.р.}$ ,  $t_{г.р.}$  – продолжительность простоя при отказе режущего аппарата жатки с механическим приводом и гидравлическим, соответственно;

$t_{м.м.}$ ,  $t_{г.м.}$  – продолжительность простоя при отказе мотвила жатки с механическим приводом и гидравлическим, соответственно;

$t_{м.тп.}$ ,  $t_{г.тп.}$  – продолжительность простоя при отказе транспортера жатки с механическим приводом и гидравлическим, соответственно.

Характерными отказами подсистем жатки являются:

- для режущего аппарата: поломка сегментов, пальцев, шатуна, косы;
- для мотвила: поломка лучей, эксцентрика, вала мотвила, деревянного подшипника;
- для транспортера: поломка подшипников ведущего и ведомого валов, самих валов, разрыв и вытяжка лент.

Таким образом, общая продолжительность простоя при отказе подсистем жатки складывается из продолжительности отыскания и восстановления его отказавших элементов и равна:

- для режущего аппарата:  $t_{м.р.} = 23,28$  час и  $t_{г.р.} = 9,52$  час (табл.4.2);
- для мотвила:  $t_{м.м.} = 26,19$  час и  $t_{г.м.} = 5,22$  час (табл.4.3);
- для транспортера:  $t_{м.тп.} = 24,5$  час и  $t_{г.тп.} = 1,86$  час (табл.4.4).

Тогда, общая продолжительность простоя жатки в целом, определяется:

- для жатки с механическим приводом

$$t_{м.тп.} = 23,28 + 26,19 + 24,5 = 73,97 \text{ час};$$

- для жатки с гидравлическим приводом

$$t_{г.тп.} = 9,52 + 5,22 + 1,86 = 16,6 \text{ час}.$$

Снижение продолжительности простоя жатки при замене механического привода гидравлическим составит:

$$\Delta t = 73,97 - 16,6 = 57,4 \text{ час.}$$

Следовательно, при замене типа привода простой зерноуборочной техники уменьшается в 4,5 раза, а годовой экономический эффект при внедрении результатов разработок (Приложения *Ж...Л*) можно определить по формуле:

$$\mathcal{E}_{з.н.} = C_{пр.} \cdot \Delta t \cdot \Pi_{вып.}, \quad (5.4)$$

где  $C_{пр.}$  – стоимость одного часа простоя, связанного с заменой элементов рабочих органов жатки,  $C_{пр.} = 1,66 \text{ грн.}$  (по данным завода изготовителя);

$\Pi_{вып.}$  – годовая программа выпуска,  $\Pi_{вып.} = 1800$  жаток (по данным завода изготовителя).

$$\mathcal{E}_{з.н.} = 1,66 \cdot 57,4 \cdot 1800 = 171511 \text{ грн.}$$

### 5.3. Оценка снижения затрат при изготовлении предложенной конструкции вытеснителей

Как указывалось выше, эффективность предложенной разработки модернизированного гидромотора [82] включает в себя и снижение трудоемкости при его изготовлении.

Трудоемкость изготовления серийного гидромотора  $T_c$  определяется суммой:

$$T_c = \sum_{i=1}^n T_{c_i}, \quad (5.5)$$

где  $T_{c_i}$  – затраты труда при изготовлении серийного гидромотора на  $i$ -й технологической операции;

$n$  – количество операций.

По аналогии трудоемкость изготовления модернизированного гидромотора равна:

$$T_{м.} = \sum_{i=1}^n T_{м_i}, \quad (5.6)$$

где  $T_{м_i}$  – затраты труда при изготовлении модернизированного гидромотора на  $i$ -й технологической операции.

Снижение трудоемкости будет определяться разностью между затратами на изготовление серийного и модернизированного гидромоторов. Так как в конструкции серийного гидромотора изменяется только вытеснитель, то и принципиальное отличие серийного и модернизированного гидромоторов состоит только в этом.

Трудоемкость изготовления вытеснителей в серийном гидромоторе  $T_{с.выт.}$  равна:

$$T_{с.выт.} = \sum_{i=1}^n T_{рот_i} + \sum_{i=1}^n T_{рол_i} + \sum_{i=1}^n T_{ш_i} + \sum_{i=1}^n T_{сб_i}, \quad (5.7)$$

где  $\sum_{i=1}^n T_{рот_i}$  – затраты труда на изготовление ротора на  $i$ -й технологической операции;

– для серийного гидромотора:  $\sum_{i=1}^n T_{рот_i} = 8,9 \text{ нормо}\cdot\text{ч};$

– для модернизированного:  $\sum_{i=1}^n T_{рот_i} = 3 \text{ нормо}\cdot\text{ч};$

$\sum_{i=1}^n T_{рол_i}$  – затраты труда на изготовление роликов на  $i$ -й технологической операции для серийного и модернизированного гидро-

моторов одинаковы и равны:  $\sum_{i=1}^n T_{рол_i} = 3,1 \text{ нормо}\cdot\text{ч};$

$\sum_{i=1}^n T_{ш.i}$  – затраты труда на изготовление шестерни на  $i$ -й технологической операции;

– для серийного гидромотора:  $\sum_{i=1}^n T_{ш.i} = 7,8 \text{ нормо}\cdot\text{ч}$ ;

– для модернизированного:  $\sum_{i=1}^n T_{ш.i} = 4,1 \text{ нормо}\cdot\text{ч}$ ;

$\sum_{i=1}^n T_{сб.i}$  – затраты труда на сборку и установку вытеснителей;

$$\sum_{i=1}^n T_{сб.i} = 0,6 \text{ нормо}\cdot\text{ч}.$$

$$T_{с.выт.} = 8,9 + 3,1 + 7,8 + 0,6 = 20,4 \text{ нормо}\cdot\text{ч}.$$

$$T_{м.выт.} = 3 + 3,1 + 4,1 + 0,6 = 10,8 \text{ нормо}\cdot\text{ч}.$$

Трудоемкость изготовления вытеснителей в серийном гидромоторе составляет  $20,4 \text{ нормо}\cdot\text{ч}$ , а в экспериментальном –  $10,8 \text{ нормо}\cdot\text{ч}$ , что почти в 2 раза меньше. На фоне общей трудоемкости изготовления гидромотора это составляет 26%.

Снижение трудоемкости при изготовлении модернизированных вытеснителей определяется разностью трудоемкости изготовления вытеснителей серийного гидромотора  $T_{с.выт.}$  и модернизированного  $T_{м.выт.}$ .

$$\Delta T_{выт.} = T_{с.выт.} - T_{м.выт.}, \quad (5.8)$$

$$\Delta T_{выт.} = 20,4 - 10,8 = 9,6 \text{ нормо}\cdot\text{ч}.$$

Следовательно, экономическая эффективность от внедрения модернизированных вытеснителей (на один гидромотор) составит:

$$\mathcal{E}_{выт.} = C_{выт.} \cdot \Delta T_{выт.}, \quad (5.9)$$

где  $C_{выт.}$  – стоимость одного  $\text{нормо}\cdot\text{ч}$  изготовления вытеснителей,

$$C_{выт.} = 2,22 \text{ грн. (по данным завода-изготовителя)}.$$

$$\mathcal{E}_{выт.} = 2,22 \cdot 9,6 = 21,31 \text{ грн.}$$

#### 5.4. Определение эффективности от снижения трудоемкости работ при замене серийного гидромотора привода на модернизированный

Эксплуатационные затраты для серийного гидромотора складываются из затрат труда на демонтаж (монтаж) гидромотора, его сборку (разборку) и изготовление запчастей (вытеснителей). Они определяются суммой:

$$T_{э.з.с.} = T_{зам.выт.} \cdot N_{р(ТО)} + T_{с.выт.} \cdot N_{выт.}, \quad (5.10)$$

где  $T_{зам.выт.}$  – затраты труда, связанные с заменой одного комплекта вытеснителей;

$N_{р(ТО)}$  – число ремонтов (ТО), связанные с заменой вытеснителей;

$T_{с.выт.}$  – трудоемкость изготовления одного комплекта вытеснителей для серийного гидромотора  $T_{с.выт.} = 20,4$  норма-ч (из выражения 5.7);

$N_{выт.}$  – число комплектов вытеснителей, требуемых для проведения  $N_{р(ТО)}$  ремонтов (ТО), т.е.,  $N_{выт.} = N_{р(ТО)}$ .

Тогда, для серийного гидромотора эксплуатационные затраты будут равны:

$$T_{э.з.с.} = (T_{зам.выт.} + T_{с.выт.}) \cdot N_{выт.} \quad (5.11)$$

Согласно данным завода-изготовителя в серийном гидромоторе вытеснители не ремонтируются и не обслуживаются. Таким образом, число ремонтов (ТО), связанных с заменой вытеснителей за весь срок эксплуатации серийного гидромотора определяется уравнением

$$N_{р(ТО)} = \frac{t_{м.р.}}{t_{р(ТО)}}, \quad (5.12)$$

где  $t_{м.р.}$  – наработка на отказ серийного гидромотора; согласно данным проведенных исследований  $t_{м.р.} = 6000$  мото-ч;

$t_{p(ТО)}$  – периодичность ремонтов (ТО) гидромотора, связанных с заменой вытеснителей; согласно данным завода-изготовителя  $t_{p(ТО)} = 2000$  мото·ч.

$$N_{p(ТО)} = \frac{6000}{2000} = 3.$$

Затраты труда, связанные с изготовлением запчастей (вытеснителей) за весь срок эксплуатации серийного гидромотора определяется по формуле:

$$T_{экс.выт.с.} = N_{выт.} \cdot T_{с.выт.}, \quad (5.13)$$

где  $N_{выт.}$  – число комплектов вытеснителей, необходимых за весь срок эксплуатации гидромотора,  $N_{выт.} = 3$  комплектов (из уравнения 5.12);

$T_{с.выт.}$  – трудоемкость изготовления одного комплекта вытеснителей;

$$T_{с.выт.} = 20,4 \text{ нормо·ч (из выражения 5.7).}$$

$$T_{экс.выт.с.} = 3 \cdot 20,4 = 61,2 \text{ нормо·ч.}$$

Замена вытеснителей требует затрат труда на разборку (сборку) вытеснителей, демонтаж и установку гидромотора. Затраты труда, связанные с заменой вытеснителей  $T_{зам.выт.}$  определяется суммой:

$$T_{зам.выт.} = \sum T_{выт.i} + \sum T_{дем.i} + \sum T_{з.м.i}, \quad (5.14)$$

где  $\sum T_{выт.i}$  – затраты труда на сборку и замену вытеснителей;

$$\sum T_{выт.i} = 4,5 \text{ нормо·ч;}$$

$\sum T_{дем.i}$  – затраты труда на демонтаж;

$$\sum T_{дем.i} = 1,4 \text{ нормо·ч;}$$

$\sum T_{з.м.i}$  – затраты труда на установку гидромотора;

$$\sum T_{з.м.i} = 1 \text{ нормо·ч.}$$

$$T_{зам.выт.} = 4,5 + 1,4 + 1 = 6,9 \text{ нормо·ч.}$$

Затраты труда на ремонты (ТО) гидромотора по причине замены вытеснителей определяются из выражения:

$$T_{p(ТО)} = N_{p(ТО)} \cdot T_{зам.выт.}, \quad (5.15)$$

$$T_{p(ТО)} = 3 \cdot 6,9 = 20,7 \text{ нормо-ч.}$$

Эксплуатационные затраты труда на демонтаж (монтаж) серийного гидромотора, его сборку (разборку) и изготовление вытеснителей, определяющиеся уравнением (5.11) будут равны:

$$T_{э.з.с.} = (6,9 + 20,4) \cdot 3 = 81,9 \text{ нормо-ч.}$$

Экономическая эффективность от применения модернизированного гидромотора привода жатки определяется уравнением:

$$\mathcal{E}_{э.м.} = \left[ (C_{выт.} \cdot T_{экс.выт.}) + (C_{пр.жс.} \cdot T_{p(ТО)}) \right] \cdot \Pi_{вып.}, \quad (5.16)$$

где  $C_{пр.жс.}$  – стоимость одного нормо-ч на проведение ТО и замену гидромотора,  $C_{пр.жс.} = 1,24 \text{ грн}$  (по данным завода-изготовителя).

$$\mathcal{E}_{э.м.} = \left[ (2,22 \cdot 61,2) + (1,24 \cdot 20,7) \right] \cdot 1800 = 290757 \text{ грн.}$$

Суммарный годовой экономический эффект от внедрения гидрообъемного привода жатки с модернизированной конструкцией гидромотора (на программу 1800 шт.) определяется формулой:

$$\mathcal{E}_{пр.жс.} = \mathcal{E}_{э.п.} + \mathcal{E}_{э.м.};$$

$$\mathcal{E}_{пр.жс.} = 171511 + 290757 = 462268 \text{ грн.}$$

### 5.5. Влияние типа привода жатки на снижение потерь зерна при уборке

Снижение потерь зерна (в процентном соотношении) из-за простоев зерноуборочной техники ввиду устранения отказов, приходящихся на жатку, с разным типом привода, определяется отношением потерь зерна из-за простоев зерноуборочной техники с гидравлическим приводом жатки  $\Pi_{э.пр.}$  к

потерям зерна с механическим приводом жатки  $\Pi_{м.пр.}$ :

$$\Delta\Pi = \frac{\Pi_{з.пр.}}{\Pi_{м.пр.}} \cdot 100\%. \quad (5.17)$$

Потери зерна из-за простоев зерноуборочной техники определяются, согласно уравнению (1.1) и в зависимости от типа привода примут вид:

– для жатки с гидравлическим приводом

$$\Pi_{з.пр.} = \frac{b \cdot a_o \cdot S^2}{2W \cdot q_o} \left( 1 + \frac{t_{з.пр.}}{T_{з.пр.}} \right); \quad (5.18)$$

– для жатки с механическим приводом

$$\Pi_{мех.пр.} = \frac{b \cdot a_o \cdot S^2}{2W \cdot q_o} \left( 1 + \frac{t_{м.пр.}}{T_{м.пр.}} \right). \quad (5.19)$$

Для определения сравнительной оценки потерь зерна при уборке испытания для жаток с механическим и гидравлическим приводом необходимо проводить в одинаковых условиях при равных: часовой производительности  $W$  комбайнов, времени основной работы комбайна  $q_o$ , урожайности  $a_o$  и темпе осыпания урожая  $b$ . Тогда членом  $\frac{b \cdot a_o \cdot S^2}{2W \cdot q_o}$  уравнений (5.18, 5.19) можно пренебречь и уравнение (5.17) после подстановки (5.18, 5.19) примет вид:

$$\Delta\Pi = \frac{\left( 1 + \frac{t_{з.пр.}}{T_{з.пр.}} \right)}{\left( 1 + \frac{t_{м.пр.}}{T_{м.пр.}} \right)} \cdot 100\%,$$

где  $t_{з.пр.}$ ,  $t_{м.пр.}$  – средняя продолжительность простоя жатки с гидравлическим и механическим приводом, соответственно;

$$t_{з.пр.} = 16,6 \text{ час}, \quad t_{м.пр.} = 73,97 \text{ час};$$

$T_{з.пр.}$ ,  $T_{м.пр.}$  – наработка на отказ жатки с гидравлическим и механическим

ским приводом, соответственно;

$$T_{z.np.} = 193,77 \text{ час}, \quad T_{m.np.} = 25,12 \text{ час} \text{ (табл. 4.5).}$$

Таким образом, снижение потерь зерна при использовании жатки с гидравлическим приводом, составит:

$$\Delta\Pi = \frac{\left(1 + \frac{16,6}{193,77}\right)}{\left(1 + \frac{73,97}{25,12}\right)} \cdot 100\% = 27,5\%.$$

### Выводы по разделу

1. Предложенная конструкция модернизированного гидромотора может быть широко использована при разработке силовых приводов мобильной сельскохозяйственной техники (например, активные рабочие органы, ходовая система, система рулевого управления и т.д.).
2. Использование гидрообъемного привода жаток позволит снизить в 4,4 раза общую продолжительность простоя при эксплуатации, уменьшив ее на 57,4 час. на одну жатку. Экономическая эффективность от внедрения гидрообъемного привода жатки составляет 171511 грн. (при годовой программе выпуска жаток 1800 шт.).
3. Использование в гидромоторе привода жатки разработанной конструкции вытеснителей позволяет снизить в 1,9 раза общую трудоемкость их изготовления, уменьшив ее на 9,6 нормо-ч на один гидромотор. Экономическая эффективность от внедрения предложенной конструкции вытеснителей по предварительным расчетам составит 21,31 грн. в год на один гидромотор.
4. Применение в гидроприводе жатки модернизированной конструкции гидромотора позволит снизить трудоемкость ТО на 81,9 нормо-ч на одну жатку. Экономическая эффективность от применения предложенной кон-

струкции гидромотора привода составит 290757 грн на программу выпуска жаток 1800 шт.

5. Применение гидрообъемного привода жатки с модернизированной конструкцией гидромотора позволит снизить потери зерна при уборке на 27,5% и получить суммарный годовой экономический эффект 462268 грн. (на программу 1800 шт.).

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Перспективным направлением в повышении надежности зерновых жаток, обеспечивающим повышение наработки на отказ их узлов и механизмов, является разработка приводов, допускающих колебания передаваемой мощности и демпфирование временных экстремальных перегрузок.
2. Основные отказы отдельных подсистем зерновых жаток формируются, как внезапные и распределяются в следующем соотношении: режущий аппарат – 25%, мотовило – 15%, транспортер – 18%, привод – 36%. Наибольшая вероятность таких отказов 0,168 наблюдается в подсистеме привода, который требует комплексных доработок в направлениях повышения наработки на отказ и снижения времени на восстановление, путем модернизации элементов привода жатки для снижения динамических перегрузок в ее подсистемах в процессе эксплуатации.
3. Моделирование процесса изменения работоспособности моторов используемых для силовых приводов активных рабочих органов сельскохозяйственных машин показывает, что основным параметром, определяющим их предельное состояние, является погрешность формы вытеснителей, обуславливающая начальный, а следовательно и предельный рабочий зазор. Для модернизированного гидромотора предельное состояние наступает при значении зазора 0,37 мм, что в 3 раза превышает значения износа для серийной конструкции.
4. Разработаны методики расчета и проектирования вытеснителей, позволяющие в 3...4 раза снизить погрешность их формы. Работоспособность такого гидромотора обеспечивается во всем диапазоне изменения кинематических (число зубьев вытеснителей – от 5 до 30) и геометрических (радиус вытеснителей – от 41 до 200 мм) параметров вытеснителей, что открывает возможность разработки размерного ряда приводных механизмов для силовых приводов сельскохозяйственной техники.
5. Наработка на отказ модернизированного приводного механизма в 3 раза

выше, чем серийного и составляет 6000 *нормо-ч*, при этом его к.п.д. на 7...10% выше, также обеспечивается равномерность движения жатки – режущего аппарата и мотовила (за счет снижения погрешности формы вытеснителей) при идентичности изменений остальных функциональных параметров, что соответствует результатам математического моделирования.

6. Полученные уравнения регрессии, позволяют описать процесс изменения технического состояния приводного механизма в условиях эксплуатации в диапазоне изменения перепада давления от 8 до 20 *МПа*, расхода рабочей жидкости – от 20 до 120 *л/мин.* и коэффициента кривизны радиусов

$$\text{зубьев} - \frac{7}{6} \dots \frac{15}{2}.$$

7. Эксплуатационными испытаниями зерновых жаток с различным типом привода установлено, что продолжительность простоя жаток с модернизированным приводом в 4,5 раза меньше и составляет 16,6 часа. Производительность жатки возрастает на 5...8%, при этом повышается наработка на отказ в 5...8 раз и коэффициент готовности – на 3...5%, а количество отказов и простои снижены в 1,6...2,0, в 2,3...2,7 раза, соответственно.
8. Использование в приводном механизме жатки разработанной конструкции вытеснителей снижает в 1,9 раза общую трудоемкость его изготовления, уменьшая ее на 9,6 *нормо-ч* на один привод. Применение модернизированного привода жатки позволит снизить потери зерна при уборке на 27,5%, трудоемкость ТО на 81,9 *нормо-ч*, в 4,4 раза уменьшить общую продолжительность простоя (снизив ее на 57,4 *час.*) и получить суммарный годовой экономический эффект 462268 *грн.* (на программу 1800шт.).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Анилович В.Я. и др. Эксплуатационная надежность с.-х. машин. – Минск: Ураджай, 1974.
2. Антоненко В.И. Результаты экспериментальных исследований модернизированного варианта основной гидросистемы комбайна «Дон-1500» // Гидропневмосистемы технологических и мобильных машин: Межвуз. сб. науч. тр./ Дон. гос. техн. ун-т. - Ростов н/ Д, 1998.- С.86-88. РЖ 48, 1/02,117.
3. Артемьев Ю.Н. Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1981.
4. Баранов А.А. Научно-техническое обеспечение создания новой уборочной техники. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – №3. – с.3–7.
5. Барлоу Р., Прошан Ф. Статистическая теория надежности и испытания на безотказность: Пер. с англ. И.А.Ушакова. – М.: Наука, 1985.
6. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы. Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 432с.: ил.
7. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971, - 672с.
8. Белозерова Т.В. Надежность планетарного гидроуселителя рулевого управления зерноуборочных комбайнов: Автореф. на соиск. уч.ст. к.т.н.: 05.20.03. – М.: 1983. – 23с.: ил.
9. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
10. Блинов Е.И. Модели двигательно-трансмиссионных установок в собственных координатах// Аспирант и соискатель.-2002.-№1.- с.170-179.
11. Блынский Ю.Н., Ладыгин Ю.Ф. Иммитационное моделирование убороч-

- но-транспортных процессов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 118с.
12. Бойко А.И., Кюрчев С.В. Структурный анализ надежности зерновой жатки. Праці ТДАТА – Вип.12, – Мелітополь: ТДАТА, 2003, с.25-33.
  13. Буренин В.В. Шестеренные насосы для объемного гидропривода// Тракторы и СХМ.-1998.-№8.- с.38-40.
  14. Валдаев М.М. Гидравлические приводы судовых палубных механизмов. Издательство «Судостроение», Ленинград, 1973. – 296с.
  15. Венцель Е.С., Овчаров Л.А. Прикладные задачи теории вероятностей. – М., 1983 – 414 с.
  16. Венцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятности и ее инженерные приложения. – М.: Наука, 1988. – 477 с.
  17. Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини. Праці ТДАТА, Вип.2, т.17. – Мелітополь, 2000, с.95-102.
  18. Воронин В. Я., Проничев В. К., Цыганков Ю.А. Настоящее и будущее автоматизации сельхозмашин. - Тракторы и сельхозмашины, 1978, №11, с.43.
  19. Гвинерия К. Гидравлические приводы// Сел. механизатор.-2000.-№4.- с.28-30.
  20. Гвинерия К. Гидравлические силовые цилиндры// Сел. механизатор.- 2000.-№6.- с.28-29.
  21. Герцбах Н. Б., Кордонский Х. Б. Модели отказов. М., «Советское радио». 1966.
  22. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог в 2-х частях.- М., 1989-1990. НТИ
  23. Гидромоторы. Правила приемки и методы испытаний: ГОСТ 20719-83 (СТ СЭВ 5452-85, СТ СЭВ 5663-86); Введ. 01.07.85. М.: Изд. Стандартов, 1987. – Мс. – УДК 621.225:006.354. Группа Г19.
  24. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров: ГОСТ 17108-86

- (СТ СЭВ 5453-85); Введ. 01.01.88. М.: Изд. Стандартов, 1987. – Мс. – УДК 62-82.083:006.354. Группа Г19.
25. Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования: ГОСТ 13823-87 (СТ СЭВ 2576-80, СТ СЭВ 2577-80); Введ. 01.07.79. М.: Изд. Стандартов, 1988. – Мс. – УДК 621.65+621.225:006.354. Группа Г17.
26. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / Под ред. Немировского. Киев.: Техника, 1979, 138с.
27. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. Под ред. И.А.Немировского. – Киев.: Техника. – 1979. – 139с.: ил.
28. Гидросистемы комбайна «Славутич»: проблемы надежности, перспективы совершенствования// Новини агротехніки.-1999.-№1.- с14-15.
29. Горячкин В.П. Собрание сочинений. Т.1. Земледельческая механика. – М.: Колос, 1965, 654с.
30. Грубер Й. Эконометрия, пер. с нем. Под редакцией А. Б. Воронова. Киев, 1963, 178 с.
31. Данциг Дж. Линейное программирование, его обобщения и применения. - М., Прогресс 1961. – 600с.
32. Дидур В.А., Панченко А.И., Крылов В.В. Роторные гидромашинны для лесозаготовительной техники. – Экспресс-информ.: Отеч. произв. опыт.- М.: ВНИПИЭИ леспром. 1986. – 20с., пл. – (Лесоэксплуатация и лесосплав; Вып.6).
33. Дидур В.А. Моделирование процесса изменения технического состояния планетарных гидромоторов при износе. – Мелитополь.: ВНИИИЗИ, 1988. – 11с.
34. Долгов И.А. Кормоуборочные машины. Теория, конструкция, расчет: Учеб. пос. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 1996. – 328 с.

35. Долгов И.А., Большаков С.И., Тимофеев А.В. и др. Проектирование технологических процессов сельскохозяйственного производства с помощью ЭВМ. – М.: Колос, 1975.
36. Дружинин Г. В. Надежность системы автоматики. М., «Энергия» 1967.
37. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 192с.
38. Евлаков Л. Г. Контроль динамических систем. М., «Наука», 1972.
39. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода. – Киев.: УкрНИИИТИ, 1969. – 55с.: ил.
40. Ермолов Л.С. и др. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Л.С.Ермолов, В.М.Кряжков, В.С.Черкун. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1982. – 271с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. учеб. заведений).
41. Завалишин Ф.С., Мацнев М.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. – М.: Колос, 1982, 231с.
42. Задачи и резервы тракторных гидросистем / Л.В. Васильев и др. // Тракторы и СХМ.-1996.-№1.- с.23-25.
43. Заїка П.М. Теорія с.-г. машин. Т.1.( Ч.1). Машини для обробки ґрунту: Навч. посібник. -Х.,2001. 631.3/ 317.
44. Зарицкий В. С. Определение вероятности надежной работы системы в течении заданного промежутка времени. Изд. АН СССР, техническая кибернетика, 1966 № 1.
45. Каван В., Петр Л. Техническое обслуживание, ремонт сельскохозяйственной техники и перспективы повышения их эффективности. – Международный сельскохозяйственный журнал, 1982. - №1. – с.50-52.
46. Карлин С. Основы теории случайных процессов. – М., 1971 – 535 с.
47. Карпенко М. Вітчизняний самохідний кормозбиральний комбайн. //Пропозиція. – 2001. – №7. – с.98–100.

48. Кузнецов В.С., Попов Д.Н. Обобщенные условия устойчивости предохранительных и переливных клапанов / Пневматика и гидравлика. М., 1977. Вып.4. с.250-258.
49. Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы. Труды ТГАТА, Вып.2, Т.12 Мелитополь, 1999, с.70-77.
50. Кюрчев В.М., Волошина А.А., Мілаєва І.І., Кюрчев С.В, Журавель Д.П. Експериментальне обґрунтування величин перебиття розподільних вікон. Праці ТДАТА, Вип.2, т.19. – Мелітополь, 2002. – С.13-17.
51. Кюрчев С.В. Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин. Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. трудов ХГТУСХ, Харьков, 2002, вып.5, с.235-240.
52. Лебедев А.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов. – М: Машиностроение, 1982. – 184 с., ил.
53. Лепин С.Б. Повышение безотказности комбайнов “ДОН-1500” в эксплуатации: Автореф. На соиск. уч. ст. к.т.н., Москва, 1990. – 21с.
54. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: Конструкция и расчет.- М.,1990. 631.1/Л68.
55. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин. – Минск: Урожай, 1986. – 216с.: ил.
56. Ломоносов Ю.Н., Основы надежности сельскохозяйственной техники. – Челябинск: 1980.
57. Любелский В.И., Петров И.В. Новая система диагностики технического состояния гидропривода// Механиз. и электриф. сел. хоз-ва.-2000.-№7.- С.18-20.
58. Любимов Б. А. Создание новых тракторных гидроприводов. - Тракторы и сельхозмашины, 1975, №11, с.19.

59. Марквартде В. М. Основные задачи отрасли в области гидрофикации сельхозмашин на 1976-1980 гг. - Тракторы и сельхозмашины, 1976, №11, с.23.
60. Мельников С.В. и др. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов /С.В.Мельников, В.Р.Алешкин, П.М.Рощин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168с., ил.
61. Методика определения величины потерь за час простоя мобильной сельскохозяйственной техники в полепроизводстве. – М.: ГОСНИТИ, 1975.
62. Методика оценки нормативных показателей надежности новых с.х.машин РТМ.23.214-74, М., 1974.
63. Методика статистической обработки эмперических данных, РТМ-44-62, ВНИИИНМАШ, «Стандартгиз», М., 1965.
64. Методические указания по выбору показателей надежности и долговечности с.х.машин. РТМ-3-65, М.,1965.
65. Методические указания по нормированию, оценке и обеспечению ремонтпригодности сельскохозяйственной техники, ГОСНИТИ, Москва – 1991, 100с.
66. Механизация сельскохозяйственного производства (технические науки): Науч. тр./ КГАУ.- Симферополь,2000.- Вып.№ 65.- 235с. 631.3/ М55.
67. Модульно-блочные уборочно-транспортные машины нового поколения: развитие конструкций и концепции разработки универсальных энерго-средств и комплексов машин /Л.Погорелый и др. //Техника АПК. – 199. – №1 с.6-9.
68. Надежность гидравлических систем. Комаров А.А. М., «Машиностроение», 1969. – 236с.
69. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / Ю.А.Беленков, В.Г.Нейман, М.П.Селиванов, Ю.В.Точилин. М.: Машиностроение, 1977. 165с.

70. Надежность объемных гидроприводов и их элементов. М.: Машиностроение, 1977. 166с.
71. Надежность сельскохозяйственной техники: Учебное пособие. Алма-Ата: Кайнар, 1990. – 280с.
72. Надежность технических систем: Справочник / Ю.К.Беляев, В.А.Богатырев, В.В.Болотин и др.; под ред. И.А.Ушакова. – М.: Радио и связь, 1985. – 608с., ил.
73. Обозначения условные графические по ЕСКД. Элементы гидравлических и пневматических систем ГОСТ 2.784-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.780-96// Справочник. Инженерный журнал.-1997.-№6. с.37-41. НТИ.
74. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические( ГОСТ 2.782-96)// Справочник. Инженерный журнал.-2000.-№9.– с.2-5, 36. НТИ.
75. Объемные гидравлические приводы /Под ред. Т.М.Башты. - М.: Машиностроение, 1968. - 628 с.
76. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов. – М.: Машиностроение, 1966. – 160с.
77. Основы научных исследований. Мальцев П.М., Емельянова Н.А. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1982. – 192с.
78. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А. «Высшая школа», 1967, - 400с.
79. Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины. Труды ТГАТА, вып.2, Отраслевое машиностроение, т.4, Мелитополь, 1998. – с.61-66.
80. Панченко А.И., Ищенко О.А., Золотарев А.Ю., Кюрчев С.В. Определение функциональных параметров вытеснителей циклоидальных гидро-

машин. Труды Государственного Аэрокосмического университета им.Н.Е.Жуковского «ХАИ», вып.11, Харьков 1999, с.35-38.

81. Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Обернихин П.В., Кюрчев С.В. Гидрообъемные трансмиссии самоходных уборочных комбайнов. Зб. наук. праць Кіровоградського ДТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація./ – Вип.9. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – с.114–119.
82. Панченко А.И., Кюрчев В.М., Кюрчев С.В., Тітов Д.С., Крутіков О.С. Гідравлічна машина з циклоїдальним внутрішнім зачепленням. Патент 37457А F04С1/08, Бюл.№4 Від 15.05.2001.
83. Панченко А.И., Кумпан В.К., Кюрчев С.В., Обернихин П.В. Определение потерь в планетарном гидромоторе. Вісник Харьк. держ. Техн. Університету сільського господарства. Вип.17. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”, Харьков, 2003. – с.259-264.
84. Планирование эксперимента в химической технологии (основные положения, примеры и задачи). Бондарь А.Г., Статюха Г.А. Издательское объединение «Вища школа», 1976, 184с.
85. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978.
86. Ремонтпригодность машин. Под ред. П.Н.Волкова. – М.: Машиностроение, 1975.
87. Свешников В.К. Гидрооборудование на российском рынке. Гидромоторы// Справочник. Инженерный журнал.-2000.-№8.- С.43-47. НТИ.
88. Селиванов А.И. и др. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1978.
89. Сергеев С.Т., Ерасов Ф.Н., Стародук В.П. Исследование к.п.д. высокомоментных планетарных гидромашин //Детали машин. – 1973. - №7. – с.44-49.

90. Совершенствование технологий и технических средств для уборки урожая и послеуборочной обработки зерновых культур: Сб. науч. Тр. /ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1990. – 97с.
91. Степанов Ю.И. Справочник по Единой системе конструкторской документации. – Харьков. Прапор, 1981. – 245с.
92. Сухарев Э.А. Конструкция и параметры технологического оборудования для ремонта машин. - Ровно,2002. 621/С91.
93. Сухарев Э.А. Теория эксплуатационной надежности машин. – Ровно: Изд-во РГТУ, 2000. – 164 с.
94. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. М., 1981. 216с.
95. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов. Под ред. В.М.Михлина – М.: Колос, 1978.
96. Технический отчет №2600. Результаты предварительных испытаний масляных насосов МЕМЗ-245 с различными конструктивными изменениями. Мелитополь, 1992.
97. Техническое обеспечение уборочных работ: [Механизир. обслуж. машин] // Достижения науки и техники АПК. – 1987. – №1. – с.45-50.
98. Титович И.С., Дорожкин Н.Н., Дьяченко В.А. Безотказность и долговечность тракторов и сельскохозяйственных машин. – Минск: Ураджай, 1977.
99. Токаренко В.М. и др. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств: Учебное пособие.- К., 1991. 629/Т51.
100. Фрумкин Л.А. Объемные гидropередачи с тремя гидромашинами// Тракторы и СХМ.-1998.-№8.- с.30-34.
101. Черный Ю.И. и др. Винницкие гидронасосы// Сел. механизатор.-2000.- №5.- с.24-25.
102. Шаповалов В.И. Комплексы машин для поточной уборки зерновых культур. – М.: Колос, 1967, 160 с.: ил.

103. Engineering reliability /Richard E., Barlow. Philadelphia, PA: Society for Industrial and Applied Mathematics: Alexandria, VA: American Statistical Association, 1998, 199 p.: ill.
104. Probability, statistics, reliability for engineers /Bilal M., Ayyub, Richard H. McCuen. Boca Raton: CRC Press, 1997, 514 p.: ill.
105. Quality and reliability of technical systems: theory, practice, management / A.Birolini. Berlin; New York: Springer, 1997. 2<sup>nd</sup> ed, 502 p.: ill.
106. Reliability engineering and risk analysis [electronic resource] /Mohammad Modarres, Mark Kaminskiy, Vasiliy Krivtsov. New York: Marcel Dekker, 1999, 542 p.: ill.
107. Reliability engineering: theory and practice /A.Birolini. Berlin; New York: Springer, 1999. 3<sup>rd</sup> ed, 502 p.: ill.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

**Расчет втулочного зацепления**

```
//~~~ Расчетные функции
procedure GetZ1(i,z:integer;const r0,sr,sd:extended;var x,y:extended;
  am:boolean = False;const rot:extended = 0);
  // i - номер зуба
  // z - количество зубьев
  // r0 - радиус центров зубьев
  // sr - радиальное отклонение положения центра зуба
  // sd - угловое --/--
  // x,y - возвращаемые координаты центра зуба
  // am - флаг смещения пары на пол цикла
  // rot - угол положения 1-й пары
begin // Расчет положения центра зуба охватывающей детали
  SinCos((i+i-Ord(am)+1)*Pi/z+sd+rot,y,x);
  x:=(r0+sr)*x;
  y:=(r0+sr)*y
end;

procedure GetZ2(i,z:integer;const r0,sr,sd,e:extended;var x,y:extended;
  am:boolean = False;const rot:extended = 0);
  // i,z,r0,sr,sd,x,y,am,rot - см. GetZ1
  // e - эксцентриситет
begin // Расчет положения центра зуба охватываемой детали
  SinCos((i+i-Ord(am))*Pi/(z-1)+sd+rot,y,x);
  x:=(r0+sr)*x+(e*Cos(rot));
  y:=(r0+sr)*y+(e*Sin(rot))
end;

function Excentricity(const r01,r02,r1,r2:extended;z:byte;
  am:boolean = False):extended;
  // r01,r02 - радиусы центров зубьев охватывающей и охватываемой деталей
  // r1,r2 - радиусы зубьев --/--
  // z,am - см. GetZ1
begin // Расчет эксцентриситета
  if am then
    begin
      Dec(z);
      Result:=r01-r02*Cos(Pi/z)-Sqrt(Sqr(r1+r2)-Sqr(Sin(Pi/z)*r02))
    end
  else Result:=r01*Cos(Pi/z)-Sqrt(Sqr(r1+r2)-Sqr(Sin(Pi/z)*r01))-r02
end;

function Counting(var d:TData;const rz:extended;zub,am:boolean):extended;
  // d - структура параметров зацепления
```

```

// rz - технологический зазор
// zub - признак расчета зуба (ложь - расчет радиуса центров охватываемой)
// am - см. GetZ1
const
  Precision = 0.0000001; // точность вычисления
var
  i:integer;
  Variable:PExtended;
  xc1,xc2,yc1,yc2,s:extended;
begin // Расчет указанного параметра зацепления
  with d do
  begin
    Variable:=@r02;
    if zub then Inc(Variable);
    if zub then r2:=Pi*r02/(z-1) else r02:=r01-r1-r2;
    i:=(z shr 1)+{1-(z and 1)+}Ord(am);
    repeat
      GetZ1(i,z,r01,0,0,xc1,yc1,am);
      GetZ2(i,z,r02,0,0,Excentricity(r01,r02,r1,r2,z,am),xc2,yc2,am);
      s:=(Hypot(xc2-xc1,yc2-yc1)-r1-r2-rz)/2;
      Variable^:=Variable^+s { };
    until Abs(s)<Precision
  end;
  Result:=Variable^
end;

//~~ Расчетные методы

procedure TfmMain.Recount;
  procedure Error(const Msg:string = "");
  begin
    llError.Caption:='Ошибочные параметры гидромашины';
    if Length(Msg)>0 then ErrorBox(Msg)
  end;
var
  i:word;
  sr,sd:extended;
begin
  llError.Caption:="";
  with d do
  if (z<4) or (rr=0) or (r1=0) then Error else
  with d do
  try
    ex:=Sin(Pi/z);
    if sbDr1.Down then r1:=rr*ex/(ex+1) else rr:=r1*(ex+1)/ex;

```

```

r01:=rr-r1;
if sbDr2.Down then
begin
  if r01<r02 then Error('Невозможно вместить охватываемую в
охватывающую')
  end
  else
  if r01-r1<r2 then Error('Зуб охватываемой не помещается в
охватывающей');
  if Length(IIError.Caption)=0 then
  begin
    SetLength(x1,z);
    SetLength(y1,z);
    SetLength(x2,z);
    SetLength(y2,z);
    SetLength(t,z);
    SetLength(tb,z);
    Counting(d,0,sbDr2.Down,False);
    Randomize;
    ex:=Excentricity(r01,r02,r1,r2,z);
    for i:=0 to z-1 do
    begin
      sr:=(Random*2-1)*s02;
      sd:=(Random*2-1)*ArcTan((Sqr(s02)-Sqr(sr))/(r02+sr));
      GetZ1(i,z,r01,0,0,x1[i],y1[i]);
      GetZ2(i,z,r02,sr,sd,ex,x2[i],y2[i]);
      t[i]:=Hypot(x2[i]-x1[i],y2[i]-y1[i])-r1-r2;
      tb[i]:=0{ }
    end;
    UpdateData;
    pwGrZ.Invalidate
  end
except
  Error
end
end;

```

```

procedure TfmMain.pbGrZPaint(Sender: TObject);
const
  clBk = clBlack;
  clCoord = clSilver;
  clText = clGray;
  clZ = clGray;
  clFirst = clBlue;
  clFrom = clGreen;

```

```

    clTo = clMaroon;
    clScribe = clWhite;
    clSplit = clLime;
type
    TPointArray=array[0..0] of TPoint;
    PPointArray = ^TPointArray;
    TBreakup = record
        bInd,bx,by:integer
    end;
    PBreakup = ^TBreakup;
var
    i,r_r,q,j,x0,y0:integer;
    s:string;
    ms,ml,e:extended;
    pa:PPointArray;
    Rect:TRect;
    Obj,Br:HGDIOBJ;
    DC:HDC;
    procedure DrawZNumber(x,y,r:integer);
    begin
        SetRect(Rect,x-r,y-r,x+r,y+r);
        AngledTextOut(DC,IntToStr(i+1),x,y,0)
    end;
    procedure Circle(x,y,r:integer);
    begin
        Arc(DC,x-r,y-r,x+r,y+r,0,0,0,0)
    end;
const
    chps:array[0..3] of string =
        ('ротора','шестерни','зуба ротора','зуба шестерни');
begin // отрисовка
    DC:=pbGrZ.Canvas.Handle;
    if Length(IIError.Caption)>0 then
    begin
        SetBkMode(DC,TRANSPARENT);
        SetBkColor(DC,ColorToRGB(pwGrZ.Color));
        Br:=CreateHatchBrush(HS_DIAGCROSS,clGray);
        FillRect(DC,pbGrZ.ClientRect,Br);
        DeleteObject(Br)
    end
    else
    with d,pbGrZ do
    begin
        //MoveWindowOrg(DC,0,IIGrZ.Height);
        e:=Excentricity(r01,r02,r1,r2,z);

```

```

SetBkColor(DC,ColorToRGB(pwGrZ.Color));
SetBkMode(DC,TRANSPARENT);
x0:=Width;
y0:=Height;
if tbZac.Down then // отрисовка картины зацепления
begin
  if x0<y0 then ml:=x0 else ml:=y0;
  ml:=(ml-2)/(rr+rr+s02+s02);
  x0:=x0 div 2;
  y0:=y0 div 2;
  Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_SOLID,0,clZ));
  try
    Circle(x0,y0,Round(rr*ml));
    Circle(x0,y0,Round(rr*ml)+1)
  finally
    DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
  end;
  Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_DASHDOT,1,clZ));
  try
    i:=Round((r01+r1+1)*ml);
    Line(DC,x0-i,y0,x0+i,y0);
    Line(DC,x0,y0-i,x0,y0+i);
    i:=Round((r02+r2+1)*ml);
    r_r:=Round(e*ml);
    Line(Handle,x0+r_r,y0-i,x0+r_r,y0+i)
  finally
    DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
  end;
  Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_SOLID,1,clZ));
  Br:=SelectObject(DC,CreateHatchBrush(HS_DIAGCROSS,clFirst));
  try
    SetTextColor(DC,clZ);
    for i:=0 to z-1 do
    begin // отрисовка окружностей зубьев
      q:=Round(x1[i]*ml)+x0;
      j:=Round(y1[i]*ml)+y0;
      r_r:=Round(r1*ml);
      if i=0 then Ellipse(DC,q-r_r,j-r_r,q+r_r,j+r_r) else Circle(q,j,r_r);
      DrawZNumber(q,j,r_r);
      if i+1<z then
      begin
        r_r:=Round(r2*ml);
        q:=Round(x2[i]*ml+x0);
        j:=Round(y2[i]*ml+y0);
        if i=0 then Ellipse(DC,q-r_r,j-r_r,q+r_r,j+r_r) else Circle(q,j,r_r);
      end;
    end;
  end;
end;

```

```

        DrawZNumber(q,j,r_r)
    end
end
finally
    DeleteObject(SelectObject(DC,Obj));
    DeleteObject(SelectObject(DC,Br))
end
end;
{if gm then // отрисовка графиков зазоров
if cm then // график сравнения положений
begin
    ms:=chd[0].d;
    ml:=ms;
    for i:=Low(chd) to High(chd) do
    begin
        ms:=Max(ms,chd[i].d);
        ml:=Min(ml,chd[i].d)
    end;
    if zm then
    begin
        Inc(x0,x0);
        Inc(y0,y0)
    end;
    s:='W';
    x1:=TextWidth(s);
    y1:=TextHeight(s);
    Dec(x0,x1+x1);
    Dec(y0,y1+y1);
    Font.Color:=clText;
    TextOut(0,0,Format('%0.9f',[ms]));
    TextOut(0,y0+y1,Format('%0.9f',[ml]));
    if chPar<>255 then
    begin
        s:='Варьируется радиус '+chps[chPar];
        TextOut((x0-TextWidth(s)) div 2+x1,0,s)
    end;
    q:=Round(ms/(ms-ml)*y0)+y1;
    TextOut(0,q,'0');
    Pen.Width:=2;
    Pen.Color:=clCoord;
    Line(Handle,x1,q,x0+x1,q);
    Line(Handle,x1,y1,x1,y0+y1);
    w:=High(chd);
    GetMem(pa,(w+1)*SizeOf(TPoint));
    try

```

```

    for i:=0 to w do
    with pa^[i] do
    begin
        x:=MulDiv(x0,i,w)+x1;
        y:=Round((ms-chd[i].d)/(ms-ml)*y0)+y1
    end;
    //Polyline(Slice(pa^,w+1))
    for i:=0 to w-1 do
    begin
        if chd[i].Valid then Pen.Color:=clFrom else Pen.Color:=clTo;
        Windows.Polyline(Handle,pa^[i],2)
    end
    finally
        FreeMem(pa,(w+1)*SizeOf(TPoint))
    end
end;
//else // плоские кривые}
if tbGr.Down then
begin // вывод текстовой информации
    SetTextColor(DC,clText);
    x0:=blGrZ.Width;
    y0:=blGrZ.Height;
    GetTextExtentPoint(DC,'0',1,TSize(Rect.TopLeft));
    i:=Rect.Top;
    s:='Пары';
    GetTextExtentPoint(DC,PChar(s),4,TSize(Rect.TopLeft));
    TextOut(DC,x0-Rect.Left-2,y0-Rect.Top-2,PChar(s),4);
    //s:=Format('Первая пара... %0d:0d',[n1,n2]);
    //TextOut(DC,i+8,y0-Rect.Top-2,PChar(s),Length(s));
    TextOut(DC,2,2,'Зазор',5);
    //Font.Style:=[fsBold,fsItalic,fsUnderline];
    q:=i+i+8;
    Rect.Left:=x0-q;
    Rect.Top:=y0-q;
    x0:=i+4;
    Dec(y0,x0);
    Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_DOT,1,clCoord));
    try
        r_r:=Rect.Top div 5;
        for i:=0 to 5 do
        begin // линии сетки по оси X
            q:=y0-(r_r*i);
            Line(DC,x0-2,q,x0+Rect.Left,q)
        end;
        r_r:=Rect.Left div (z-1);

```

```

ms:=t[0];
if ms<0 then ms:=0;
ml:=0;
for i:=0 to z-1 do
begin // линии сетки по оси Y
  q:=r_r*i+x0;
  Line(DC,q,y0-2,q,y0-Rect.Top);
  if ms<t[i] then ms:=t[i];
  if ms<tb[i] then ms:=tb[i];
  if ml>t[i] then ml:=t[i];
  if ml>tb[i] then ml:=tb[i]
end
finally
  DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
end;
Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_SOLID,3,clCoord));
try
  Line(DC,x0,y0+4,x0,y0-Rect.Top); // ось Y
  ms:=ms-ml;
  y0:=y0+Round(Rect.Top*ml/ms);
  //Font.Style:=[];
  TextOut(Dc,2,y0+2,'0',1);
  ms:=Rect.Top/ms;
  Line(DC,x0-4,y0,x0+Rect.Left,y0) // ось X
finally
  DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
end;
GetMem(pa,z*SizeOf(TPoint));
try
  Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_SOLID,3,clFrom));
  try
    pa[0]:=Point(x0,y0-Round(t[0]*ms)); // график до всплытия
    for i:=1 to z-1 do pa[i]:=Point(r_r*i+x0,y0-Round(t[i]*ms));
    PolyLine(DC,pa^,z)
  finally
    DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
  end{;
  Obj:=SelectObject(DC,CreatePen(PS_SOLID,3,clTo));
  try
    pa[0]:=Point(x0,y0-Round(tb[0]*ms)); // график после всплытия
    for i:=1 to z-1 do pa[i]:=Point(r_r*i+x0,y0-Round(tb[i]*ms));
    PolyLine(DC,pa^,z)
  finally
    DeleteObject(SelectObject(DC,Obj))
  end}
end}

```

```

        finally
            FreeMem(pa,z*SizeOf(TPoint))
        end
    end
end
end;

procedure TfmMain.sbBuildClick(Sender: TObject);
var
    dd:TData;
    procedure R1Count;
    var
        s:extended;
    begin
        s:=Sin(Pi/dd.z);
        dd.r1:=dd.rr*s/(s+1);
        dd.r01:=dd.rr-dd.r1
    end;
    procedure BuildSurf(Surface:TSurface);
    var
        i,j:word;
        e,x_1,x_2,y_1,y_2:extended;
    begin
        with dd do
            for j:=0 to Surface.Owner.YNodes-1 do
                begin
                    r2:=j*0.1+0.5;
                    Counting(dd,0,False,False);
                    e:=Excentricity(r01,r02,r1,r2,z);
                    for i:=0 to Surface.Owner.XNodes-1 do
                        begin
                            GetZ1(i,z,r01,0,0,x_1,y_1);
                            GetZ2(i,z,r02,0,0,e,x_2,y_2);
                            Surface[i,j]:=Hypot(x_2-x_1,y_2-y_1)-r1-r2
                        end
                    end
                end
            end;
    end;
    procedure BuildEx(Surface:TSurface);
    var
        i,j:integer;
    begin
        with dd do
            for j:=0 to Surface.Owner.YNodes-1 do
                begin
                    dd.rr:=j*5+30;

```

```

R1Count;
for i:=0 to Surface.Owner.XNodes-1 do
begin
  dd.r2:=i*0.5+0.5;
  Counting(dd,0,False,False);
  Surface[i,j]:=Excentricity(r01,r02,r1,r2,z)
end
end
end;
begin // расчет поверхностей
dd.z:=trSuZ.Position;
with CreateSurf as TfmSurf,Surf do
begin
  Tag:=rgView.ItemIndex;
  case Tag of
    0:
    begin
      Caption:=Format('Поверхность%d - [Втулок - %d; Обойма - %d',
        [tbWins.ButtonCount-7,dd.z,trSuR.Position]);
      if cbSuR2c.Checked then
        Caption:=Caption+'; 2-я обойма - '+IntToStr(trSuR2.Position);
      Caption:=Caption+'!';
      BeginUpdate(True);
      try
        XNodes:=dd.z;
        YNodes:=46;
        dd.rr:=trSuR.Position;
        R1Count;
        Surfaces[0].Pen.Color:=clWhite;
        Surfaces[0].Pen.Style:=psDot;
        BuildSurf(Surfaces[0]);
        if cbSuR2c.Checked then
          begin
            dd.rr:=trSuR2.Position;
            R1Count;
            Add;
            Surfaces[1].Pen.Color:=clSilver;
            Surfaces[1].Pen.Style:=psDash;
            BuildSurf(Surfaces[1])
          end
        finally
          EndUpdate
        end;
        SurfResize(Surf)
      end;
    end;
  end;
end;

```

```
1:
begin
    Caption:=Format('Поверхность%d - [Втулок - %d
(Эксцентриситеты)]',
    [tbWins.ButtonCount-7,dd.z]);
    BeginUpdate(True);
    try
        HintX:='Радиус зуба';
        HintY:='Радиус обоймы';
        HintZ:='Эксцентриситет';
        XNodes:=10;
        YNodes:=35;
        Surfaces[0].Pen.Color:=clSilver;
        Surfaces[0].Pen.Style:=psDot;
        BuildEx(Surfaces[0]);
    finally
        EndUpdate
    end
end
end;
Surfaces[0].FigurePen.Color:=clYellow;
ZMax:=StrToFloatDef(edZMax.Text,Single(rgView.Items.Objects[Tag]))
end
```

### Особенности расчета всплытия

```

procedure TForm4.CreateZ;
var
  i:word;
  j:integer;
  r,f:extended;
begin
  pb.OnPaint:=NullPaint;
  Invalidate;
  AllDispose;
  with mp do
  begin
    for i:=1 to z do
    if i=1 then // создание структуры для зубьев
    begin
      New(d1);
      New(d2);
      New(t);
      f1:=d1;
      f2:=d2;
      ft:=t;
      fp1:=f1;
      fp2:=f2
    end
    else
    begin
      New(d1^.n);
      New(t^.n);
      d1:=d1^.n;
      t:=t^.n;
      if i<z then
      begin
        New(d2^.n);
        d2:=d2^.n
      end
    end;
    d1^.n:=f1;
    d2^.n:=f2;
    t^.n:=ft;
    d1:=f1;
    d2:=f2;
    t:=ft;
    e:=Excentricity(r01,r02,r1,r2,z,am);
    Randomize;
    if sm then
  
```

```

begin
  if rs=0 then j:=-1 else
  with TForm10.Create(Application) do
  try
    j:=Execute
  finally
    Release
  end;
  for i:=1 to z do
  begin // определение фактического отклонения расположения центра
зуба
    case j of // для зубьев ротора
      -1:
        begin
          r:=0;
          f:=0
        end;
      0:
        begin
          r:=Random*2*rs-rs;
          f:=ArcTan(Sqrt(Sqr(rs)-Sqr(r))/(r01+r));
          f:=Random*2*f-f;
        end
      else
        begin
          r:=Random*2*rs-rs;
          f:=(Random(2)*2-1)*
            ArcCos((Sqr(r01+r)+Sqr(r01)-Sqr(rs))/2/r01/(r01+r))
        end
    end;
    d1^.sd:=f;
    d1^.sr:=r;
    d1:=d1^.n;
    if i<z then
    begin
      case j of // для зубьев шестерни
        -1:
          begin
            r:=0;
            f:=0
          end;
        0:
          begin
            r:=Random*rs*2-rs;
            f:=ArcTan(Sqrt(Sqr(rs)-Sqr(r))/(r02+r));

```

```

        f:=Random*f*2-f
    end
    else
    begin
        r:=Random*2*rs-rs;
        f:=((Random(2) shl 1)-1)*
            ArcCos((Sqr(r02+r)+Sqr(r02)-Sqr(rs))/2/r02/(r02+r))
    end
    end;
    d2^.sd:=f;
    d2^.sr:=r;
    d2:=d2^.n
end
end
end;
pb.OnPaint:=FormPaint
end;

```

```

procedure TForm4.SetZ;
const
    rot = 0;
var
    x0,y0,q,f,r:extended;
    i:word;
begin // пересчет зацепления для заданного положения
    with mp do
    begin
        d1:=fp1;
        d2:=fp2;
        t:=ft;
        for i:=1 to z do
        begin // расчет начальных координат зубьев
            with d1^ do GetZ1(i,z,r01,sr,sd,x,y,am,rot); // ротора
            if i<z then
            begin
                with d2^ do GetZ2(i,z,r02,sr,sd,e,x,y,am,rot); // шестерни
                GetZ1(i,z,r01,0,0,x0,y0,am,rot); // ротора нач
                GetZ2(i,z,r02,0,0,e,q,f,am,rot); // шестерни нач
                t^.ti:=Hypot((x0-q),(y0-f))-r1-r2
            end
        else
        begin
            t^.ti:=0;
            if am then

```

```

begin
  q:=0;
  f:=0
end
else
begin
  q:=d1^.x;
  f:=d1^.y
end
end;
d1:=d1^.n;
d2:=d2^.n;
t:=t^.n
end;
if am then
begin
  q:=d2^.x;
  f:=d2^.y
end;
d1:=fp1;
d2:=fp2;
if am then // корректировка положения шестерни
begin
  {$define dd}
  {$ifdef dd}
  r:=Hypot(d2^.x-q,d2^.y-f);
  r:=ArcCos((q-d2^.x)/r)-ArcCos(r/2/(r1+r2));
  x0:=d1^.x-(r1+r2)*Cos(r)-d2^.x; // обеспечение условия касания
  y0:=d1^.y-(r1+r2)*Sin(r)-d2^.y // в первой и последней парах
  {$undef dd}
  {$else}
  x0:=0;
  y0:=0
  {$endif}
end
else
begin
  r:=Hypot(d1^.x-q,d1^.y-f);
  r:=ArcCos((d1^.x-q)/r)+ArcCos(r/2/(r1+r2));
  x0:=(r1+r2)*Cos(r)+q-d2^.x; // обеспечение условия касания
  y0:=(r1+r2)*Sin(r)+f-d2^.y // в первой и последней парах
end;
for i:=2 to z do
begin
  d2^.x:=d2^.x+x0;

```

```

    d2^.y:=d2^.y+y0;
    d2:=d2^.n
end;
d2:=fp2; // Расчет "ВСПЛЫТИЯ"
x0:=d1^.x-d2^.x;
y0:=d1^.y-d2^.y;
ms:=Pi/2;
f:=Hypot(x0,y0);
for i:=1 to z shr 1 do
begin // определения пары касания при всплытии
    d1:=d1^.n;
    d2:=d2^.n;
    r:=Hypot(d1^.x-d2^.x-x0,d1^.y-d2^.y-y0);
    if r<=(f+r1+r2) then
    begin
        q:=ArcCos((Sqr(f)+Sqr(r)-Sqr(d1^.x-d2^.x)-Sqr(d1^.y-d2^.y))/r/f/2);
        q:=q-ArcCos((Sqr(f)+Sqr(r)-Sqr(r1+r2))/r/f/2);
        if q<ms then ms:=q // по условию минимального угла перемещения
    end
end;
if ms=Pi/2 then // расчет зазоров до и после "Всплытия"
begin
    x0:=0;
    y0:=0
end
else
begin
    q:=ArcTan(y0/x0);
    x0:=f*(Cos(q+ms)-Cos(q));
    y0:=f*(Sin(q+ms)-Sin(q))
end;
t:=ft;
d1:=fp1;
d2:=fp2;
q:=r1+r2;
ms:=Pi_2;
for i:=1 to z do
begin // определение зазоров
    f:=d2^.x-d1^.x;
    r:=d2^.y-d1^.y;
    t^.tt:=Hypot(f,r)-q;
    t^.tv:=Hypot(f+x0,r+y0)-q;
    t:=t^.n;
    d1:=d1^.n;
    d2:=d2^.n
end;

```

```

end;
{}
{d1:=fp1; // Расчет "поворота"
d2:=fp2;
x0:=d2^.x;
y0:=d2^.y;
for i:=2 to (z div 2)+(z mod 2) do
begin // определение min угла поворота
  d1:=d1^.n;
  d2:=d2^.n;
  f:=Hypot(d2^.x-x0,d2^.y-y0);
  r:=Hypot(d1^.x-x0,d1^.y-y0);
  if f+r1+r2>=r then
  begin
    q:=ArcCos((Sqr(f)+Sqr(r)-Sqr(d1^.x-d2^.x)-Sqr(d1^.y-d2^.y))/2/f/r);
    q:=q-ArcCos((Sqr(f)+Sqr(r)-Sqr(r1+r2))/2/f/r);
    if q<ms then ms:=q
  end
end;
d1:=fp1; // пересчет зазоров до и после поворота
d2:=fp2;
t:=ft;
q:=r1+r2;
for i:=1 to z do
begin
  //f:=Hypot(d1^.x-x0,d1^.y-y0);
  r:=Hypot(d2^.x-x0,d2^.y-y0);
  t^.tt:=Hypot(d1^.x-d2^.x,d1^.y-d2^.y)-q;
  if (r=0) or (ms=Pi/2) then t^.tv:=t^.tt else
  begin
    f:=d2^.y-y0;
    f:=f/Abs(f)*ArcCos((d2^.x-x0)/r)-ms;
    //if i>(z div 2) then f:=f-Pi;
    t^.tv:=Hypot(r*Cos(f)+x0-d1^.x,r*Sin(f)+y0-d1^.y)-q
  end;
  d1:=d1^.n;
  d2:=d2^.n;
  t:=t^.n
end}
end
end;

```

Приложение **Б**

Таблица Б.1

Результаты экспериментальных исследований  
серийного гидромотора

$\Delta p = 8 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
35	22,93	8,1	675	0,831	0,961	0,799
72	46,72	8,02	677	0,842	0,97	0,817
110	70,9	8,03	682	0,847	0,977	0,828
147	95,8	7,86	648	0,822	0,966	0,794
185	121	7,57	588	0,775	0,961	0,750

$\Delta p = 16 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
36	23,15	16,4	1370	0,833	0,979	0,816
73	47,18	16,12	1363	0,843	0,974	0,821
111	71,7	15,92	1359	0,848	0,975	0,827
148	96	15,96	1314	0,821	0,971	0,797
186	119,2	15,75	1222	0,774	0,983	0,761

$\Delta p = 20 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
37	24,02	19,9	1664	0,834	0,97	0,809
75	48,05	19,52	1652	0,844	0,983	0,830
112	72	19,42	1654	0,849	0,98	0,832
150	96,1	19,46	1600	0,82	0,983	0,806
187	121,2	19,12	1482	0,773	0,972	0,751

Таблица Б.2

Результаты экспериментальных исследований  
модернизированного гидромотора

$\Delta p = 8 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
35	22,82	8,03	745	0,925	0,966	0,894
72	46,52	8,04	758	0,941	0,975	0,917
110	70,49	8,1	770	0,948	0,983	0,932
147	95,6	7,9	729	0,921	0,968	0,892
185	118,9	8,0	699	0,871	0,98	0,854

$\Delta p = 16 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
36	23,04	16,2	1499	0,933	0,984	0,918
73	46,59	16,1	1529	0,947	0,987	0,935
111	70,7	15,98	1524	0,951	0,989	0,941
148	94,6	15,98	1486	0,927	0,985	0,913
186	119,2	15,83	1386	0,873	0,983	0,858

$\Delta p = 20 \text{ МПа}$

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/мин}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M$ , $\text{Нм}$	$\eta_m$	$\eta_{об}$	$\eta$
37	23,98	19,9	1844	0,924	0,872	0,806
75	48,41	19,83	1869	0,94	0,976	0,917
112	71,8	19,83	1883	0,947	0,982	0,93
150	97	19,75	1826	0,922	0,974	0,898
187	120,1	19,16	1672	0,87	0,98	0,853

## Приложение В

Результаты экспериментальных исследований при реализации  
полнофакторного эксперимента типа  $2^3$

Таблица В.1.

## Исходные данные для определения коэффициентов регрессии

Опыты	$x_0$	Планирование			Функции отклика				
		$x_1$ $\Delta p$	$x_2$ $Q$	$x_3$ $\frac{r_2}{r_1}$	$\bar{y}_1$ $M$	$\bar{y}_2$ $n$	$\bar{y}_3$ $\eta_m$	$\bar{y}_4$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_5$ $\eta$
1	+1	+1	+1	+1	1672	187	0,879	0,981	0,862
2	+1	-1	+1	+1	699	185	0,87	0,971	0,844
3	+1	+1	-1	+1	1844	37	0,919	0,932	0,856
4	+1	-1	-1	+1	745	35	0,928	0,882	0,818
5	+1	+1	+1	-1	1482	187	0,743	0,981	0,729
6	+1	-1	+1	-1	588	185	0,732	0,971	0,71
7	+1	+1	-1	-1	1664	37	0,829	0,932	0,772
8	+1	-1	-1	-1	670	35	0,841	0,882	0,742

Примечание:  $\bar{y}$  - среднее значение функции отклика при четырехразовой повторности опытов.

Таблица В.2.

## Коэффициенты уравнений регрессии

Коэф. регрес- сии	Функции отклика				
	$\bar{y}_1 (M)$	$\bar{y}_2 (n)$	$\bar{y}_3 (\eta_m)$	$\bar{y}_4 (\eta_{об})$	$\bar{y}_5 (\eta)$
$b_0$	1170,5	111	0,843	0,942	0,792
$b_1$	495	-	-	0,015	0,013
$b_2$	-60,25	75	-0,037	0,0345	-0,0054
$b_3$	69,5	-	0,056	-	0,053
$b_{12}$	-28,25	-	0,0051	-0,01	-
$b_{13}$	23	-	-	-	-
$b_{23}$	5,75	-	0,012	-	0,013
$b_{123}$	-	-	-	-	-

Однородность дисперсий проверяется по критерию Кохрена ( $G_T = 0,4377$  для чисел степеней свободы  $f_1 = 3$ ,  $f_2 = 8$  и  $g = 0,05$ ).

Расчетные значения критерия Кохрена

$$G_{p(M)} = 0,229;$$

$$G_{p(n)} = 0,312;$$

$$G_{p(\eta_M)} = 0,371;$$

$$G_{p(\eta_{\sigma})} = 0,359;$$

$$G_{p(\eta)} = 0,356.$$

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству  $G_p < G_T$ . Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости:

$$S_{\bar{y}_1}^2 = 59,42;$$

$$S_{\bar{y}_2}^2 = 5,21;$$

$$S_{\bar{y}_3}^2 = 0,1775 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\bar{y}_4}^2 = 0,146 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{\bar{y}_5}^2 = 0,299 \cdot 10^{-4}.$$

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии (значение критерия Стьюдента  $t = 2,06$ , при числе степеней свободы  $f = 24$  [41,60]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 5,61;$$

$$|b_{\bar{y}_2}| = 1,66;$$

$$|b_{\bar{y}_3}| = 0,31 \cdot 10^{-2};$$

$$|b_{\bar{y}_4}| = 0,288 \cdot 10^{-2};$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,391 \cdot 10^{-2}.$$

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов будут иметь вид:

$$Y_1(M) = 1170,5 + 495 \cdot X_1 - 60,25 \cdot X_2 + 69,5 \cdot X_3 - 28,25 \cdot X_1 \cdot X_2 + 23 \cdot X_1 \cdot X_3 + 5,75 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{B.1})$$

$$Y_2(n) = 111 + 75 \cdot X_2; \quad (\text{B.2})$$

$$Y_3(\eta_{об}) = 0,942 + 0,015 \cdot X_1 + 0,0345 \cdot X_2 - 0,01 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{B.3})$$

$$Y_4(\eta_m) = 0,843 - 0,037 \cdot X_2 - 0,056 \cdot X_3 + 0,0051 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,012 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{B.4})$$

$$Y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot X_1 - 0,0054 \cdot X_2 - 0,053 \cdot X_3 + 0,013 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{B.5})$$

Дисперсия адекватности:

$$S_{1ад(M)}^2 = 248;$$

$$S_{2ад(n)}^2 = 5,33;$$

$$S_{3ад(\eta_m)}^2 = 0,09 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{4ад(\eta_{об})}^2 = 0,02 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{5ад(\eta)}^2 = 0,88 \cdot 10^{-4}.$$

Расчетные  $F_p$  и теоретические  $F_T$  критерии Фишера

$$F_{1p(M)} = 4,17; \quad F_{1T} = 4,26; \quad (f_1 = 1; f_2 = 24);$$

$$F_{2p(n)} = 1,02; \quad F_{2T} = 2,51; \quad (f_1 = 6; f_2 = 24);$$

$$F_{3p(\eta_m)} = 0,51; \quad F_{3T} = 3,01; \quad (f_1 = 3; f_2 = 24);$$

$$F_{4p(\eta_{об})} = 0,136; \quad F_{4T} = 2,78; \quad (f_1 = 4; f_2 = 24);$$

$$F_{5p(\eta)} = 2,94; \quad F_{5T} = 3,01; \quad (f_1 = 3; f_2 = 24).$$

Для всех расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство  $F_p < F_T$ . Полученные уравнения регрессии (1...6) адекватно описывают исследуемый процесс.



УКРАЇНА

(19) (UA)

(11) 37457 A

(51) 7 F04C1/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І  
НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## Деклараційний патент на винахід

зарєєстровано відповідно до Закону України  
"Про охорону прав на винаходи і корисні моделі" від 15 грудня 1993 року № 3627-ХІІ  
у редакції від 1 червня 2000 року № 1774-III



Голова Департаменту

(21) 98127072  
(22) 31.12.1998  
(24) 15.05.2001  
(46) 15.05.2001. Бюл. № 4


(72) Панченко Анатолій Іванович, Кюрчев Володимир Миколайович, Кюрчев Сергій  
Володимирович, Тітов Дмитро Сергійович, Крутиков Олексій Сергійович  
(73) Таврійська державна агротехнічна академія

(54) ГІДРАВЛІЧНА МАШИНА З ЦИКЛОІДАЛЬНИМ ВНУТРІШНІМ  
ЗАЧЕПЛЕННЯМ

«Утверждаю»  
 Ректор ТГАТА  
 проф. Крыжачковский Н.Л.  
 2002 г.



«Утверждаю»  
 Председатель правления –  
 генеральный конструктор  
 ОАО КБ «Бердянсксельмаш»  
 Кумпан В.К.  
 2002 г.



### АКТ

внедрения стандартов предприятия по методике сбора и  
 обработке информации о надежности валковых жаток

Кафедрой «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии (ТГАТА) совместно с ОАО КБ «Бердянсксельмаш» по жаткам согласно договора о научно-техническом содружестве от 01.04.2002г. разработаны и внедрены стандарты предприятия по определению показателей надежности валковых жаток:

- СТП 14-2003 «Система управления качеством продукции. Определение показателей надежности. Жатки валковые»
- СТП 15-2003 «Система управления качеством продукции. Порядок сбора информации о надежности при наблюдениях. Жатки валковые»

Полученная информация обеспечивает обратную связь между изготовителем и потребителем, дает возможность определить направления исследования по выявлению и ликвидации отказов и повышению надежности жаток.

Данные стандарта предприятия взяты за основу при разработке программы полевых испытаний валковых жаток.

**Исполнитель:**

Представители ТГАТА:  
 Научный руководитель темы

 Панченко А.И.

Исполнитель, аспирант

 Кюрчев С.В.

**Заказчик:**

Представители ОАО КБ  
 «Бердянсксельмаш»  
 Главный инженер

 Н.В.Матвиенко

Зав. конструкторским отделом

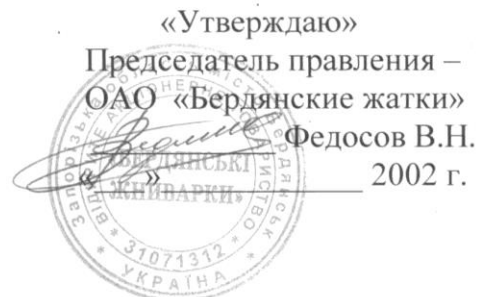
 В.И.Павлик

## Приложение 3

«Утверждаю»  
 Ректор ТГАТА  
 проф. Крыжачковский Н.Л.  
 2002 г.



«Утверждаю»  
 Председатель правления –  
 ОАО «Бердянские жатки»  
 Федосов В.Н.  
 2002 г.



## АКТ

внедрения стандартов предприятия по методике сбора и  
 обработке информации о надежности зерновых жаток

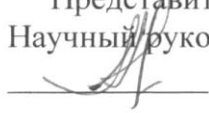
Кафедрой «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии (ТГАТА) совместно с ОАО «Бердянские жатки» согласно договора о научно-техническом содружестве от 01.04.2002г. разработаны и внедрены стандарты предприятия по определению показателей надежности зерновых жаток:


- СТП 720.20-230-02 «Порядок сбора информации о надежности при наблюдениях. Зерновые жатки»;
- СТП 720.20-119-02 «Определение показателей надежности. Зерновые жатки».

Полученная информация обеспечивает обратную связь между изготовителем и потребителем, дает возможность определить направления исследования по выявлению и ликвидации отказов и повышению надежности жаток.


Данные стандарта предприятия взяты за основу при разработке программы полевых испытаний зерновых жаток.

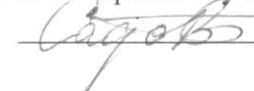
## Исполнитель:

Представители ТГАТА:  
 Научный руководитель темы  
 Панченко А.И.

Исполнитель, аспирант  
 Кюрчев С.В.

## Заказчик:

Представители «Бердянские жатки»:  
 Председатель Технического Совета  
 Технический Директор  
 Заяц В.В.

Нач. конструкторского бюро  
 инженерной службы  
 Садовский В.И.

## Приложение К

«Утверждаю»  
Ректор ТГАТА  
проф. Крыжачковский Н.Л.  
2002 г.



«Утверждаю»  
Председатель правления –  
генеральный конструктор  
ОАО КБ «Бердянсксельмаш»  
Кумпан В.К.  
2002 г.



## АКТ

внедрения гидрообъемного вала отбора мощности  
для опытного образца самоходного энергосредства ЭЗС-80

Кафедрой «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии (ТГАТА) совместно с ОАО КБ «Бердянсксельмаш» по жаткам согласно договора о научно-техническом содружестве от 01.04.2002г. разработан и принят к внедрению гидрообъемный вал отбора мощности, на базе модернизированного планетарного гидромотора, для привода адаптеров (жатка, косилка и др.) опытного образца самоходного энергосредства ЭЗС-80.

## Исполнитель:

Представители ТГАТА:  
Научный руководитель темы

  
Панченко А.И.

Исполнитель, аспирант

  
Кюрчев С.В.

## Заказчик:

Представители ОАО «КБ  
«Бердянсксельмаш»  
Главный инженер

  
Н.В.Матвиенко


Зав. конструкторским отделом

  
В.И.Павлик

«Утверждаю»  
 Ректор ТГАТА  
 проф. Крыжачковский Н.Л.  
 \_\_\_\_\_ 2002 г.



«Утверждаю»  
 Председатель правления  
 ОАО «Бердянские жатки»  
 Федосов В.Н.  
 \_\_\_\_\_ 2002 г.



## АКТ

## внедрения гидрофицированного привода зерновых жаток

Кафедрой «Тракторы и автомобили» Таврической государственной агротехнической академии (ТГАТА) совместно с ОАО «Бердянские жатки» согласно договора о научно-техническом содружестве от 01.04.2002г. разработан и принят к внедрению гидрофицированный привод зерновых жаток, на базе модернизированного планетарного гидромотора.

**Исполнитель:**

Представители ТГАТА:  
 Научный руководитель темы  
 \_\_\_\_\_ Панченко А.И.

Исполнитель, аспирант

\_\_\_\_\_ Кюрчев С.В.

**Заказчик:**

Представители «Бердянские жатки»:  
 Председатель Технического Совета  
 Технический Директор

\_\_\_\_\_ Заяц В.В.  
 Нач. конструкторского бюро  
 инженерной службы

\_\_\_\_\_ Садовский В.И.

## ТАВРИЧЕСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АГРОТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

Факультет МСХ

Кафедра «Машиноиспользование в земледелии»


 Подтверждаю  
 Проректор по УР Рогач Ю.П.  
 « 02 » 2003 г.

## АКТ

**О внедрении научно-исследовательских  
разработок в учебный процесс**

Результаты научных исследований Кюрчева С.В. использованы в учебном процессе при изучении дисциплины «Машиноиспользование в земледелии».

Автор разработки



С.В. Кюрчев,  
ассистент

Зав. кафедрой

«Машиноиспользование в земледелии»



В.М. Болтянский,  
доцент, к.т.н.