МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ
(Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

С.П. Псюкало, В.А. Луханин

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ, ПЕРЕДАЧ И АГРЕГАТОВ МАШИН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Монография

Зерноград – 2024

УДК 631.3-192
П 86

Печатается по решению ученого совета
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет»
в г. Зернограде

Рецензенты:
заведующая кафедрой «Проектирование и технический сервис транспортно-технологических систем»
Донского государственного технического университета
д-р техн. наук, профессор ***Кравченко Л.В.,***

главный научный сотрудник отдела механизации растениеводства
ФГБНУ «АНЦ «Донской»
д-р техн. наук, доцент ***Камбулов С.И.***

Псюкало С.П. Методы и средства повышения надежности и эффективности работы отдельных узлов, передач и агрегатов машин
П 86 сельскохозяйственного назначения: монография / С.П. Псюкало, В.А. Луханин. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2024. – 171 с.

ISBN 978-5-91833-224-5

Монография содержит семь разделов, в которых подробно рассмотрены: методы повышения надежности машин; вопросы повышения надежности резервированием; путем оптимизации обслуживания и качественного диагностирования; совершенствованием ремонтно-технических воздействий и использованием восстанавливающих композиций. Представлены модели повышения интегральной и интервальной надежности, а также мероприятия по повышению надежности подшипниковых узлов и агрегатов машин сельскохозяйственного назначения. В лабораторных и полевых условиях выполнена экспериментальная проверка эффективности предложенных разработок, получено подтверждение теоретических зависимостей.

Монография рассчитана на научных работников и конструкторов, занимающихся разработкой и совершенствованием машин для сельскохозяйственного производства, может быть полезна студентам-бакалаврам, магистрам и аспирантам агроинженерного направления.

ISBN 978-5-91833-224-5 УДК 631.3-192

© С.П. Псюкало, В.А. Луханин, 2024
© Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ в г. Зернограде, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……..		5
1	**МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИН…...**	6
1.1	Общая характеристика способов повышения надежности……	6
1.2	Конструктивные методы повышения надежности…….	6
1.3	Технологические методы повышения надежности……	8
1.4	Обеспечение надежности при эксплуатации……..	9
1.5	Повышение надежности техники при ремонте……..	10
2	**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ……**	12
2.1	Синтез методов повышения надежности как предпосылка применения резервирования…….	12
2.2	Повышение надежности машин путем резервирования запасных частей…….	20
2.3	Обеспечение эксплуатационной надежности технологических комплексов методами резервирования……	30
2.3.1	Общие положения, постановка задачи…….	30
2.3.2	Общее резервирование……..	32
2.3.3	Поэлементное резервирование (раздельное)……...	33
2.3.4	Надежность систем, резервированных с дробной кратностью	35
2.3.5	Оптимальное резервирование замещением…….	38
2.3.6	Обобщенный метод Лагранжа……..	39
2.3.7	Метод доминирующих последовательностей…….	40
3	**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ АПК ЗА СЧЁТ ИНТЕРВАЛЬНОЙ И ИНТЕГРАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ**	45
3.1	Повышение эффективности использования машин за счёт интервальной надежности…….	45
3.2	Модели повышения интегральной и интервальной надежности деталей и узлов механических передач…….	51
4	**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИН ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ОБСЛУЖИВАНИЯ**	58
4.1	Повышение надежности узлов крепления……..	58
4.2	Повышение ресурса подшипников с закрепительной втулкой	58
4.3	Оптимизация периодичности обслуживания на примере подшипникового узла……	66
4.4	Обоснование периодичности смазки на примере подшипникового узла комбайна……...	67
4.5	Оптимизация характеристик системы технического обслуживания и восстановления технологических комплексов	75
4.5.1	Теоретические основы оптимизации характеристик системы технического обслуживания и восстановления технологических комплексов……	75

4.5.2 Обоснование схемы организации ремонтно-технического обслуживания технологических комплексов…….. 80
5 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ МАШИН ПУТЕМ КАЧЕСТВЕННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ…. 85
5.1 Связь диагностики с надежностью…….. 85
5.2 Повышение ресурса подшипниковых узлов за счет диагностирования подшипников качения со структурно-энергетических позиций……. 86
6 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ МАШИН СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РЕМОНТНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ…….. 93
6.1 Повышение долговечности подшипниковых узлов (на примере промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09)……. 93
6.1.1 Анализ работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09…… 93
6.1.2 Способ, обеспечивающий повышение долговечности узлов с радиальными шариковыми подшипниками……. 99
6.2 Методика и программа экспериментальных исследований….. 106
6.2.1 Программа экспериментальных исследований……... 106
6.2.2 Оборудование и методика подготовки упругого элемента…… 106
6.2.3 Оборудование и методика производственных испытаний…… 107
6.2.4 Оборудование и методика металлографических исследований 110
6.2.5 Методика обработки экспериментальных данных……. 112
6.3 Результаты экспериментальных исследований и их анализ….. 113
6.3.1 Результаты производственных испытаний…….. 113
6.3.2 Результаты металлографических исследований……. 115
6.4 Обоснование стратегий ремонтно-технических воздействий для обеспечения безотказной работы технологических комплексов…….. 122
6.4.1 Предотвращение отказов……... 122
6.4.2 Эффективность технического обслуживания…….. 125
6.4.3 Стратегии ремонтно-технических воздействий…….. 127
7 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ МАШИН ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОССТАНАВЛИВАЮЩИХ КОМПОЗИЦИЙ……... 138
7.1 Безразборный способ восстановления ресурса ТНВД…….. 138
7.2 Повышение уровня надежности шлицевых соединений агрегатов трансмиссии тракторов применением АРВК в процессе приработки деталей зубчатых передач и шлицевых соединений…… 147
ЛИТЕРАТУРА 163

ВВЕДЕНИЕ

Надежность машин, особенно сложных, например, зерновых комбайнов невысока и, в большинстве случаев, показатели ниже рекомендованных техническими условиями величин. Высокая надежность машин может быть обеспечена в результате объединенных усилий ученых, конструкторов, производственников, работников, занятых эксплуатацией машин.

В настоящее время одним из основных вопросов организации сельскохозяйственного производства является обеспечение надежности машин.

Обеспечение высокой надежности использования машин является одной из главных проблем разработки, производства и эксплуатации машин.

Методы обеспечения высокого уровня надежности машин при эксплуатации включают систему рационального обслуживания, с оптимизацией сроков и порядка обслуживания, диагностирования, резервирования, оптимизации ремонтно-обслуживающих средств и др.

Совокупность теоретически обоснованных и экспериментально подтвержденных положений представляет собой обобщение и решение важной научно-практической проблемы.

Проблема обеспечения надежности носит комплексный многоплановый характер. Высокая надежность технологического процесса производства зависит от многих факторов: технологического совершенства и надежности применяемых машин, соответствия комплекса машин технологическому процессу, мероприятий, обеспечивающих техническую надежность машин и надежность технологических процессов производства, системы внедрения комплекса мероприятий, обеспечивающих надежность элементов машин.

Рассматриваемая проблема имеет важное народнохозяйственное значение.

1 МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

1.1 Общая характеристика способов повышения надежности

Надежность работы машин и оборудования в эксплуатации зависит от ряда факторов [47], которые условно можно разделить на две группы: *субъективные факторы*, зависящие от индивидуальных особенностей исполнителя-конструктора, изготовителя, эксплуатационника, и *объективные*, характер которых определяется эксплуатационным фоном и случайными воздействиями внешней среды. К числу наиболее существенных субъективных факторов относят выбор конструктивного решения при проектировании машины и комплектующих изделий, подбор материалов деталей, определение рациональных рабочих режимов, организацию технического обслуживания и ремонта машин. К объективным факторам относят различные климатические, почвенные, метеорологические, биологические, механические и другие воздействия.

По *характеру возникновения* факторы делятся на конструктивные, технологические и эксплуатационные. Конструктивные факторы связаны с разработкой и проектированием машин и элементов. Технологические факторы определяются характером процесса изготовления изделий. Эксплуатационные факторы влияют на надежность машин в процессе их работы. Они включают в себя как объективные факторы, обусловленные влиянием внешней среды, так и субъективные, связанные с организацией системы технического обслуживания и ремонтов, обеспечения запасными частями, квалификацией обслуживающего персонала.

По *характеру влияния на надежность машин* различают факторы, снижающие и повышающие уровень надежности. Факторы, повышающие надежность машин, связаны с целенаправленной деятельностью человека, и их относят к числу субъективных факторов. В число факторов, снижающих надежность машин, входят объективные факторы и субъективные, связанные с погрешностями проектирования, изготовления и использования машин.

Для существенного повышения надежности машин необходимо проведение комплекса мероприятий, охватывающих сферы проектирования, производства и эксплуатации.

1.2 Конструктивные методы повышения надежности

Одно из основных направлений создания высоконадежной техники – это разработка конструкторской документации.

При разработке конструкторской документации с целью обеспечения надежности создаваемой сложной технической системы целесообразно выделить следующие основные принципы конструирования [47, 24].

1. Выбор оптимальных конструктивных решений узлов, механизмов, сборочных единиц и т.д., обеспечивающих нормальные режимы работы из-

делия. Такой выбор основывается на использовании облегченного режима работы, увеличении допустимых отклонений параметров, при которых сохраняется работоспособность агрегата, механизма и т.д., введении элементов зашиты, предохраняющих изделие от перегрузок и разрушений. В качестве защитных элементов могут использоваться: плавкие предохранители в системах электроавтоматики, обгонные муфты, централизованные смазочные системы с терморегулирующими устройствами, обеспечивающими работоспособность машин при низких температурах.

2. Использование высоконадежных элементов для создаваемой конструкции. В качестве таковых целесообразно применять унифицированные и стандартизованные детали и узлы, обладающие повышенной надежностью и меньшей стоимостью.

3. Применение материалов со стабильными характеристиками. Использование таких материалов позволяет уменьшить размеры и вес как отдельных деталей, так и изделия в целом. Важное значение для повышения прочности имеет использование материалов с пониженной чувствительностью к концентрации напряжений. Для деталей, работающих на трение, применяют материалы с высокой твердостью и, следовательно, с высокой износостойкостью. Для антифрикционных материалов очень важным является прирабатываемость, смачиваемость смазочным материалом, возможность самосмазывания. Следовательно, стабильные характеристики применяемых материалов являются важным условием обеспечения надежности изделия.

Для получения таких характеристик материала применяют различные технологические методы. Так, например, для повышения износостойкости, коррозионной стойкости, жаропрочности и т.п. нашли широкое применение различные способы упрочнения поверхностного слоя деталей.

С целью повышения усталостной прочности и износостойкости используется: пластическое деформирование в виде дробеструйной обработки; обкатка шариками и роликами; гидрополирование, алмазное выглаживание; калибрование шариком; химико-термическая обработка в виде цементации, азотирования; поверхностная закалка; электроискровое и электродуговое упрочнение.

Для защиты от коррозии применяется: химико-термическая обработка в виде азотирования, сульфидирования; защитное гальваническое покрытие (цинковое, никелевое, кадмиевое); лакокрасочные покрытия; пластмассовые покрытия, диффузионная металлизация. Для обеспечения надежности следует создавать и использовать металлоконструкции с оптимальной жесткостью. Необходимо защищать элементы изделия от воздействия вибраций, ударных нагрузок, запыленности, влажности, низких и высоких температур, биологических вредителей и т.д.

4. Обеспечение максимальной взаимозаменяемости деталей, узлов и механизмов. По мере возможности следует максимально сократить регулировочные работы, предусмотреть в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие правильную установку деталей и узлов при сборке.

5. Оптимальная компоновка механизмов, сборочных единиц на изделии должна обеспечивать доступ и удобство осмотра механизмов, нуждающихся в периодических проверках и регулировках. Рациональная компоновка улучшает ремонтопригодность и упрощает обслуживание.

6. Резервирование является одним из путей повышения надежности. При этом резервирование осуществляют введением дополнительных элементов, которые обеспечивают работоспособность системы при отказе одного или нескольких элементов.

7. Упрощение эксплуатационной документации. В инструкцию по эксплуатации с целью недопущения ошибочных действий обслуживающего персонала необходимо вводить предупреждающие знаки «Внимание», по возможности упрощать техническое обслуживание и увеличивать периодичность их проведения.

1.3 Технологические методы повышения надежности

Расчетный уровень надежности, заложенный в машину на стадии проектирования, должен быть обеспечен в процессе изготовления деталей и элементов, сборки и регулировки машин. Встречаются случаи, когда технологический процесс изготовления изделий не обеспечивает заданного уровня надежности машин и тем самым губит оригинальное конструктивное решение.

Снижение уровня надежности машин на стадии производства может быть следствием одной из следующих причин: детали изготовлены из материалов, имеющих дефекты или не обеспечивающих заданную прочность; принятый технологический процесс изготовления деталей и их поверхностной обработки не может гарантировать заданный уровень эксплуатационных свойств; в технологическом процессе изготовления деталей допущены нарушения вследствие плохой организации производства, недостаточной квалификации рабочих и т. д.; при изготовлении деталей использовано неисправное или устаревшее оборудование.

Мероприятия, связанные с обеспечением надежности машин в процессе производства, можно объединить в следующие группы [47, 24]:

1. Тщательный подбор материалов деталей в соответствии с требованиями технической документации и контроль их качества для своевременного обнаружения скрытых дефектов или несоответствия физико-механических свойств требуемым свойствам.

2. Упрочнение деталей и их рабочих поверхностей путем термической, химико-термической обработки и поверхностного пластического деформирования.

3. Повышение износостойкости и коррозионностойкости деталей за счет нанесения покрытий.

4. Строгое соблюдение и совершенствование технологии производства.

5. Повышение требований к точности основных размеров деталей и к качеству их поверхности.

6. Применение автоматизированных станков с программным управлением, обеспечивающих высокую точность и стабильность характеристик качества изделий, для изготовления деталей машин.

7. Входной, текущий и выходной контроль качества изготовления деталей, введение системы бездефектного изготовления продукции.

8. Введение автоматизированной системы управления производством.

1.4 Обеспечение надежности при эксплуатации

Условия эксплуатации машин существенно влияют на показатели их надежности. Для обеспечения высоких показателей долговечности и безотказности машин при эксплуатации необходимы следующие мероприятия [47, 24].

1. Качественная обкатка новых и отремонтированных машин в хозяйстве. Ее необходимо проводить в соответствии с рекомендацией заводов-изготовителей или ремонтных предприятий.

2. Организация технического обслуживания и создание для его проведения необходимой материально-технической базы. Высокие показатели надежности машин характерны для хозяйств, располагающих стационарными пунктами технического обслуживания, звеньями мастеров-наладчиков, применяющих моечное, смазочное, диагностическое и регулировочное оборудование, средства механизации.

3. Проведение периодических технических осмотров машин, способствующих улучшению деятельности инженерно-технических служб хозяйств, хранения машин, повышению уровня эксплуатации и надежности машин. Соблюдение рекомендации заводов-изготовителей по применению топлива, масла и смазочных материалов.

4. Контроль и обеспечение достаточной герметизации агрегатов и механизмов машин. Во время эксплуатации машин герметизация нарушается вследствие ослабления крепления крышек, низкого качества прокладочных материалов, коробления плоскостей разъемов деталей, износа уплотнительных устройств.

5. Соблюдение установленных правил хранения машин. Высокая сохраняемость сельскохозяйственной техники обеспечивается при наличии специальных помещений, площадок с твердым покрытием, при использовании различных подставок и прокладок, своевременной очистке машин от технологических загрязнений и почвы, герметизации двигателя, нанесении защитных смазок, своевременном восстановлении лакокрасочных покрытий, снятии и хранении в закрытых помещениях электрооборудования, приборов и т.д.

6. Повышение уровня квалификации механизаторов и организация выполнения механизированных работ и инженерной службы хозяйства.

1.5 Повышение надежности техники при ремонте

К основным направлениям повышения надежности отремонтированных машин относятся следующие [47, 24].

1. Проведение качественного диагностирования в мастерских хозяйств для определения необходимых ремонтных воздействий и разборки соответствующих агрегатов машин. При этом прогнозируют техническое состояние и показатели надежности машин.

2. Обеспечение сохраняемости ремонтного фонда, поступающего на ремонтные предприятия, достигается организацией складов и площадок, использованием специальных подставок и подкладок, антикоррозионных смазочных материалов и других средств. При неудовлетворительном хранении ремонтный фонд может быть превращен в металлолом.

3. Выполнение разборочных работ без повреждения деталей и разукомплектовки соответствующих пар. Для исключения повреждения деталей при разборке следует использовать съемники, прессы, стенды и другие средства механизации. Наибольшее распространение получили винтовые и гидравлические съемники. При демонтаже подшипников качения нельзя передавать усилие на кольца через тела качения. Для сохранения комплектов деталей применяют различные контейнеры. Нельзя разукомплектовывать блоки цилиндров и крышки подшипников коленчатого вала, шатуны и их крышки, пары зубчатых колес конечных и других передач.

4. Выполнение на ремонтных предприятиях качественной очистки машин, агрегатов и деталей от различных загрязнений. Удаление накипи, нагара, асфальтосмолистых и других загрязнений отличается определенными трудностями и требует использования современного оборудования, новых моющих средств, обеспечения соответствующих режимов очистки.

5. Контроль и дефектация деталей. На ремонтных предприятиях следует расширить номенклатуру деталей, подвергаемых сплошному контролю. Наряду с универсальными измерительными инструментами (микрометрами, индикаторами) следует широко использовать предельные (пробки, калибры, скобы) инструменты и средства пневматического контроля, обеспечивающие повышение точности измерений до 0,01–0,001 мм.

6. Введение на ремонтных предприятиях входного контроля запасных частей, так как встречаются случаи несоответствия их размеров, геометрической формы, твердости и других параметров чертежам и техническим требованиям.

7. Подбор деталей цилиндро-поршневой группы (поршней, шатунов, поршневых пальцев) по массе.

8. Динамическая балансировка коленчатых и карданных валов, сцепления, колес автомобилей и других деталей и сборочных единиц.

9. Обеспечение регламентированных зазоров и натягов в соединениях, усилий затяжки резьбовых соединений и других требований при сборке агрегатов и машин.

10. Обеспечение хорошей герметизации агрегатов и сборочных единиц. Для этого заменяют прокладки и сальниковые уплотнения, устраняют коробление плоскостей разъемов деталей, восстанавливают резьбовые соединения, используют новые прокладочные материалы типа жидкой прокладки и другие.

11. Внедрение стендовой обкатки и испытаний агрегатов и машин. Обкатывают под нагрузкой не только двигатели, но и агрегаты трансмиссии, применяют обкаточные масла и различные присадки.

12. Повышение качества окраски ремонтируемых машин за счет лучшей подготовки окрашиваемых поверхностей, применения эффективных грунтов и эмалей, окраски отдельно агрегатов и машин в сборе, внедрения прогрессивных методов окраски гидродинамическим распылением, в электростатическом поле и другие.

2 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МАШИН РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ

2.1 Синтез методов повышения надежности как предпосылка применения резервирования

Методы и способы повышения надежности функционирования технических систем и их элементов весьма разнообразны и связаны, в первую очередь, со всеми этапами проектирования, изготовления и эксплуатации машин и оборудования. Анализ существующих методов и способов повышения надежности механических систем технических средств агропромышленного комплекса показывает, что основными направлениями повышения надежности являются конструктивные, технологические и эксплуатационные.

Основными конструктивными методами повышения надежности машин, агрегатов и деталей являются: оптимизация конструктивных схем узлов и элементов, обеспечение надлежащей конфигурации деталей, создание оптимальных условий работы пар трения, обеспечение средствами и устройствами для надежной смазки трущихся поверхностей и другие.

К основным технологическим методам относятся: выбор материала и способы упрочнения поверхностного слоя, обеспечение необходимой точности изготовления деталей, обеспечение оптимального качества рабочих поверхностей, повышение точности сборки и монтажа, применение наноматериалов.

В процессе эксплуатации методами, обеспечивающими повышение надежности, являются: соблюдение оптимальных режимов работы машин, величина и характер нагрузки, скоростной и температурный режимы, учёт наработок машин, периодичность и организация качественного технического обслуживания, использование новых смазочных материалов и применение присадок к ним.

Для достижения высокой надежности работы технических систем и их элементов конструктивные, технологические и эксплуатационные мероприятия могут оказаться недостаточными, тогда применяется *резервирование* [81–91].

В большинстве научной и учебной литературы [81–91] резервирование рассматривается как метод повышения надежности технических систем применительно к автоматизированным системам управления процессами, эксплуатации информационно-электронных систем, системам водоснабжения, воздухоснабжения и водоотлива, системам электроснабжения, авиационной техники, средствам вооружения и другим. При этом под резервированием понимается метод обеспечения надежности, состоящий в применении дополнительных средств и возможностей с целью сохранения работоспособности объекта при отказе одного или нескольких его элементов или нарушении связей между ними.

Для вышеперечисленных технических систем применяют следующие виды резервирования: функциональное, структурное, временное, информационное, алгоритмическое, нагруженное [81–91].

Анализ методов резервирования технических систем показывает, что существующие виды резервирования не могут быть использованы в полной мере для повышения надежности механических систем в процессах агропромышленного комплекса и их элементов, в связи с отсутствием электронно-информационных связей между элементами системы.

Тогда под резервированием механических систем и их элементов будем понимать методы и способы повышения надежности за счет расширения функциональных возможностей или применения дополнительных элементов, избыточных по отношению к серийно выпускаемым изделиям, но необходимых для выполнения требуемых функций. При этом резервные элементы функционально и конструктивно входят в состав системы и могут быть реализованы на любом этапе создания или использования изделия, т.е. в процессе конструирования, изготовления, сборки и эксплуатации механической системы. Такие элементы вносят в состав механической системы не только избыточность, но и их необходимость с целью повышения вероятности безотказной работы системы, хотя это и усложняет конструкцию. Наличие избыточности и необходимости дополнительных элементов ещё не позволяет улучшить показатели надежности, так как для повышения вероятности безотказной работы системы необходимо создать определенные условия или предусмотреть специальные технические мероприятия, расширяющие функциональные возможности или активизирующие основные и дополнительные элементы [92].

На основании изложенного предложены следующие способы и виды резервирования для повышения надежности механических систем, которые представлены в следующем виде (рисунок 2.1).

Как следует из рисунка 2.1, резервирование механических систем и их элементов следует отнести к специальным методам резервирования, а во временном интервале разделить на постоянное и периодическое.

Под специальными методами резервирования следует понимать способ соединения резервных возможностей и (или) дополнительных средств и устройств для обеспечения нормального функционирования механической системы и ее элементов [92].

Постоянное резервирование – реализация технических и технологических мероприятий, позволяющих увеличить вероятность безотказной работы элемента по сравнению с используемыми в механической системе. В этой связи постоянное резервирование может рассматриваться как направление совершенствования вновь создаваемых механических систем [92].

Особенностью постоянного резервирования является то, что дополнительные элементы участвуют в функционировании объекта наравне с основными и вводятся в действие одновременно с включением системы [87, 88, 91, 93]. При этом дополнительные элементы находятся в таком же режиме, как и основные, и их ресурс работы расходуется с момента включения в работу всей системы [87, 88, 91, 93].

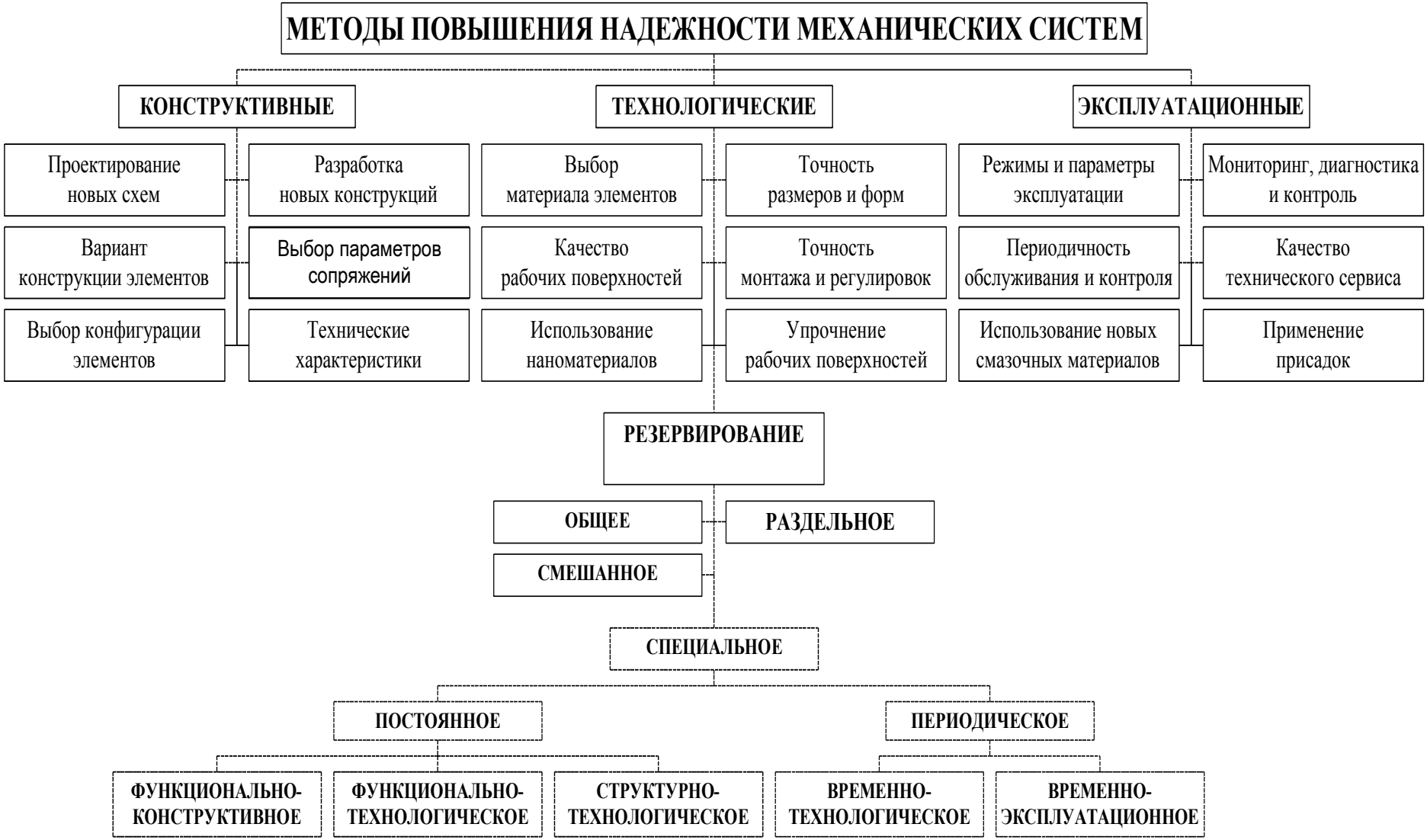


Рисунок 2.1 – Классификация методов, обеспечивающих повышение надежности механических систем

Постоянное резервирование может быть *функционально-конструктивным, функционально-технологическим и структурно-технологическим* [92].

Функционально-конструктивное резервирование – способ повышения надежности механической системы за счет проектирования средств и устройств в элементах, выполняющих дополнительные функции, которые изменяют характер нагрузки, скоростной и температурный режимы, условия смазки и т.п., и увеличивающих вероятность безотказной работы системы [92].

Преимуществом функционально-конструктивного резервирования является способность модернизированных элементов выполнять дополнительные избыточные функции, которые повышают вероятность безотказной работы системы в нормальных условиях. В более тяжелых условиях работы механическая система с элементами, выполняющими дополнительные функции, имеет работоспособность стандартной системы, но с более высокой вероятностью безопасной работы. В отличие от функционального резервирования, широко используемого в автоматических системах управления процессами и трудно осуществимого на практике для отдельных деталей, функционально-конструктивное резервирование легко может быть выполнено для отдельных элементов механической системы [92].

Следует отметить, что функционально-конструктивное резервирование обеспечивает неоднозначность реакции системы и связано с разнообразием заложенных в нее при проектировании функций. При этом из-за разнообразия возмущений и многозначности функций возникает нестандартный (отличный от нормативного – среднего) работоспособный комплекс как результат стохастических (случайных) процессов [94, 95, 96].

Функционально-технологическое резервирование – это способ, когда повышение надежности механической системы осуществляется путем рационального использования технологических приемов сборки и монтажа элементов, позволяющих системе выполнять свойственные ей функции с увеличением вероятности безотказной работы или дополнительные функции, которые приводят к перераспределению нагрузки, увеличению жесткости механической системы, изменению условий трения взаимодействующих поверхностей [92].

Одной из особенностей функционально-технологического резервирования является то, что оно может быть реализовано как в процессе сборки механической системы, так и при её техническом обслуживании или ремонте [92].

Другая особенность этого способа резервирования заключается в возможности совместного осуществления его с функционально-конструктивным резервированием. При этом происходит увеличение функциональной нагрузки элементов системы на постоянной основе, возможно, с переходом на более тяжелые режимы работы [92].

Структурно-технологическое резервирование – способ повышения надежности механической системы за счет установки дополнительных

элементов, которые не являются необходимыми для выполнения возложенных на систему функций, но используются системой, когда её основные элементы достигают допустимого или предельного состояния [92].

Характерной особенностью структурно-технологического резервирования механической системы является то, что в первоначальном состоянии системы дополнительные элементы могут вообще отсутствовать и появиться в ней при осуществлении технологических процессов технического обслуживания или ремонта. Следует отметить, что при таком способе резервирования работоспособность основных элементов восстанавливается, но изменяются характер нагружения элементов, условия взаимодействия пар трения и др. При структурно-технологическом резервировании вероятность безотказной работы механической системы существенно возрастает и, как следствие, повышается её надежность [92].

Применение функционально-конструктивного, функционально-технологического и структурно-технологического методов для повышения вероятности безотказной работы деталей обеспечивает повышение интегральной надежности механической системы [92].

Периодическое резервирование – метод поддержания надежности механической системы, позволяющий обеспечить выполнение возложенных на нее функций в течение определенного периода (промежутка времени) [92].

Применение периодического резервирования для повышения надежности возможно лишь в тех механических системах, которые допускают перерыв в работе для восстановления работоспособности. Существует многообразие систем, вероятность безотказного функционирования которых не удается повысить даже при снижении производительности и времени использования системы. В таких системах, создавая дополнительный резерв времени при каждом увеличении минимального времени выполнения длительности задания, удается поддерживать вероятность безотказного функционирования в любом интервале выполнения технологических операций [91, 93].

Периодическое резервирование можно разделить на *временно-технологическое* и *временно-эксплуатационное* резервирование [92].

Временно-технологическое резервирование – способ повышения надежности элементов механической системы, при котором в процессе эксплуатации предоставляется возможность израсходовать некоторое время на проведение диагностических и регулировочных операций для дальнейшего выполнения свойственных ей функций в течение определенного промежутка времени без проведения технологических операций технического сервиса [92].

Эффективность применения временно-технологического резервирования проявляется только до тех пор, пока элементы системы не достигли своего предельного состояния или не потребуется проведения сервисных мероприятий для обеспечения нормальных условий функционирования си-

стемы. В дальнейшем данный вид резервирования может быть реализован при внесении изменений в структуру механической системы [92].

Таким образом, как метод повышения надежности временно-технологическое резервирование тесно связано с другими видами резервирования и прежде всего со структурно-технологическим методом.

Временно-эксплуатационное резервирование – это метод повышения надежности элементов механической системы, когда в процессе эксплуатации требуется резерв времени для восстановления технических характеристик элементов системы или обеспечения нормальных условий функционирования. Особенностью этого вида резервирования является необходимость проведения сервисных мероприятий для дальнейшего обеспечения работоспособности элементов системы [92].

Нарушение работоспособности элементов системы не обязательно сопровождается выходом из строя всей системы, так как есть возможность восстановить работоспособность отдельных узлов путем замены или установки дополнительных элементов, изменений условий взаимодействия трущихся поверхностей, применения современных смазочных материалов и др. [92].

Применение временно-технологического и временно-эксплуатационного методов для повышения вероятности безотказной работы обеспечивает повышение интервальной надежности элементов механической системы [92].

Из всего вышеизложенного можно заключить, что все методы резервирования элементов механических систем тесно взаимосвязаны между собой и представляют комплекс мероприятий, обеспечивающих повышение времени безотказной работы системы, а следовательно, и повышение надежности ее функционирования [92].

Исследования показывают, что эта взаимосвязь не случайна, а имеет глубокий физический смысл, в основе которого лежит общность свойств различных видов резервирования [84, 88, 89, 93].

В предыдущем подразделе было определено, что наиболее значимыми узлами и элементами, обеспечивающими надежность механических приводов сельскохозяйственного назначения, являются контактирующие поверхности подшипниковых узлов и цепных передач.

Анализ многочисленных научных исследований показывает, что одним из перспективных направлений повышения надежности механического привода является разработка технических решений и технологий, базирующихся на рациональных способах технического сервиса. Эти решения должны быть основаны на системной проработке комплекса мероприятий по повышению безотказности, ремонтопригодности и долговечности соединений, обусловленных единой стратегией формирования и контроля, исследования и прогнозирования надежности [97, 98].

В основе разработки методов формирования надежности лежит анализ вероятности безотказной работы технических систем. При этом новый методологический подход позволяет обосновать и расположить его низшие

элементы – «рабочие поверхности» в виде последовательно-параллельных схем, применить наиболее рациональные методы резервирования его «ненадежных» элементов, обосновать реализацию потенциального ресурса элементов механического привода и раскрыть возможности повышения их ремонтопригодности.

Эффективность функционирования механического привода зависит от структуры и связей между его элементами.

Таким образом, для решения проблемы повышения интегральной и интервальной надежности механического привода следует применять комплексные мероприятия. К таким мероприятиям относятся методы резервирования функционально-конструктивного, функционально-технологического, структурно-технологического, временно-технологического и временно-эксплуатационного характера (рисунок 2.1), учитывающие особенности механического привода, устанавливаемого в сельскохозяйственных машинах, где режимы нагружения и условия эксплуатации могут существенно различаться [100].

Разработку методов повышения интегральной и интервальной надежности элементов механического привода проводили на основе анализа структурно-морфологической модели надежности технической системы и методов резервирования применительно к элементам, суммарная доля влияния которых в структуре механического привода имеет наибольшее значение.

На рисунке 2.2 представлена классификация методов резервирования, обеспечивающих повышение надежности элементов механических приводов с учетом особенностей их функционирования в условиях сельскохозяйственного производства, в частности, снижения на контактирующих поверхностях трения скольжения и непрерывного обеспечения рабочих поверхностей смазочным материалом.

Как следует из рисунка 2.2, предложенные методы повышения надежности элементов опор качения и цепных передач могут быть реализованы как при изготовлении и сборке новых деталей и узлов, так и в процессе эксплуатации при проведении мероприятий по техническому сервису и направлены на увеличение основного критерия надежности систем с резервированием – вероятности безотказной работы, т.е. вероятности того, что в течение выполнения технологической операции не возникнет отказ.



Рисунок 2.2 – Классификация методов резервирования,
обеспечивающих повышение надежности элементов механических приводов

Согласно [91, 93] вероятность безотказной работы определится из выражения

$$P_t = P(T_0 \geq t), \tag{2.1}$$

где P_t – длительность безотказного функционирования системы или ее элемента;

T_0 – продолжительность функционирования элемента до первого отказа системы с резервированием;

t – длительность выполнения технологической операции механической системы с резервированием.

Вероятность безотказной работы механического привода P_t как технической системы зависит от соотношения вероятности безотказной работы его подсистем и элементов с учетом их вклада в интегральную вероятность безотказной работы системы за время t [99, 100].

2.2 Повышение надежности машин путем резервирования запасных частей

Применение резервирования запасных частей позволяет сократить продолжительность устранения отказов [9], но при этом требуется больше запасных частей, чем это необходимо для устранения всех отказов, а следовательно, и большие затраты. Причем увеличение количества запасных частей за счет резерва может быть различным в зависимости от того, на каком объекте производится расположение резерва, и от вида резервирования.

Выбор вида резервирования и места расположения резерва запасных частей должен производиться в зависимости от интенсивности отказов деталей (узлов), их стоимости и экономического эффекта, получаемого от сокращения простоев машин при устранении отказов.

Для сельскохозяйственных машин возможно два варианта оптимальности резервирования: первый – когда при определенном количестве устраненных отказов за счет резервирования конкретных деталей (узлов) имеем минимум суммарной функции дополнительных затрат на создание резерва запасных частей и получаемого эффекта за счет сокращения простоев машин и пробегов обслуживающих ремонтных средств; второй – когда достигается наибольшее повышение надежности машины при допустимых затратах на создание резерва запасных частей. То есть для получения оптимального решения в первом случае необходимо определить минимум суммарной функции, во втором – определить допустимые затраты для получения наибольшей надежности машин. Допустимые затраты можно определить из условия окупаемости резерва. Необходимо, чтобы создаваемый резерв запасных частей не превышал экономического эффекта, получаемого от сокращения простоев машины и пробегов обслуживающих ремонтных средств.

Для определения границ двух вариантов оптимальности резервирования рассмотрим модель эксплуатации машины с отказами трех наименований деталей (1, 2, 3) различной стоимости с равным параметром потока отказов. Оптимальное количество резервируемых запасных частей по первому варианту определяем путем нахождения минимума функции при графическом суммировании затрат на создание резерва и убытка от простоя машин при устранении отказов (рисунок 2.3). Считаем, что на выполнение организационных мероприятий по устранению отказов деталей (1, 2, 3) затрачивается одинаковое количество времени (при равном количестве отказов деталей потребуется одинаковое время на их доставку и ожидание передвижной ремонтной мастерской).

Оперативное время и стоимость запасных частей, затраченных непосредственно на устранение отказов, останется величиной постоянной независимо от размеров резервирования, поэтому на графиках (рисунок 2.3) убыток хозяйства, связанный с непосредственным устранением отказов, будет величиной постоянной при изменении резервирования. Мы принимаем его равным для деталей (1, 2, 3) (с целью упрощения построения графиков и большей их наглядности).

На графиках по оси ординат отложен убыток предприятия, связанный с резервированием, простоями машины при устранении отказов, пробегами передвижной ремонтной мастерской при обслуживании машины и стоимостью запасных частей, необходимых непосредственно для устранения отказов; по оси абсцисс – количество резервируемых деталей.

Стоимость деталей подобрана таким образом, что когда размер резервирования равен необходимому количеству деталей для устранения отказов (то есть соответствует принятому параметру потока отказов), стоимость резерва 1-й, 2-й и 3-й деталей ($\Delta Q_1^i, \Delta Q_2^i, \Delta Q_3^i$) соответственно меньше, равна и больше получаемого эффекта от сокращения простоев машины и пробегов передвижной ремонтной мастерской за счет резервирования.

Функция убытков предприятия, связанных с простоями машины при устранении отказов, пробегами передвижной ремонтной мастерской и стоимостью запасных частей, необходимых непосредственно для устранения отказов, непрерывна и имеет максимальное значение при отсутствии резервирования и минимальное значение при устранении всех отказов за счет резервирования. Наибольший эффект от сокращения простоев машин равен разнице минимального и максимального значения функции:

$$\Delta C = Ymax - Ymin, \qquad (2.2)$$

где ΔC – экономический эффект, получаемый от сокращения простоев и пробегов передвижных ремонтных средств при устранении отказов на величину, необходимую для доставки деталей и ожидания передвижных ремонтных средств *($t_{ПЗ}$);*

Ymax – наибольшее значение функции убытков при отсутствии резервирования;

Ymin – наименьшее значение функции убытков при устранении всех отказов за счет резервирования.

Суммарная функция (рисунок 2.3):

$$F_{СУМ} = У_Т + \Delta Q, \tag{2.3}$$

где ΔQ – прирост стоимости запасных частей за счет создаваемого резерва;

$У_Т$ – текущее значение функции убытков, зависящее от размеров резервирования.

Рассмотрим случай, когда возможно резервирование любого количества запасных частей (функция роста стоимости резервируемых запасных частей непрерывна, рисунок 2.3 *а*). Перегиб линий графиков суммарной функции будет в точках Б, В и Г, соответствующих по оси абсцисс *n*' – размеру резерва, равному минимальному количеству запасных частей, необходимых для устранения всех отказов определенных (1, 2, 3) деталей.

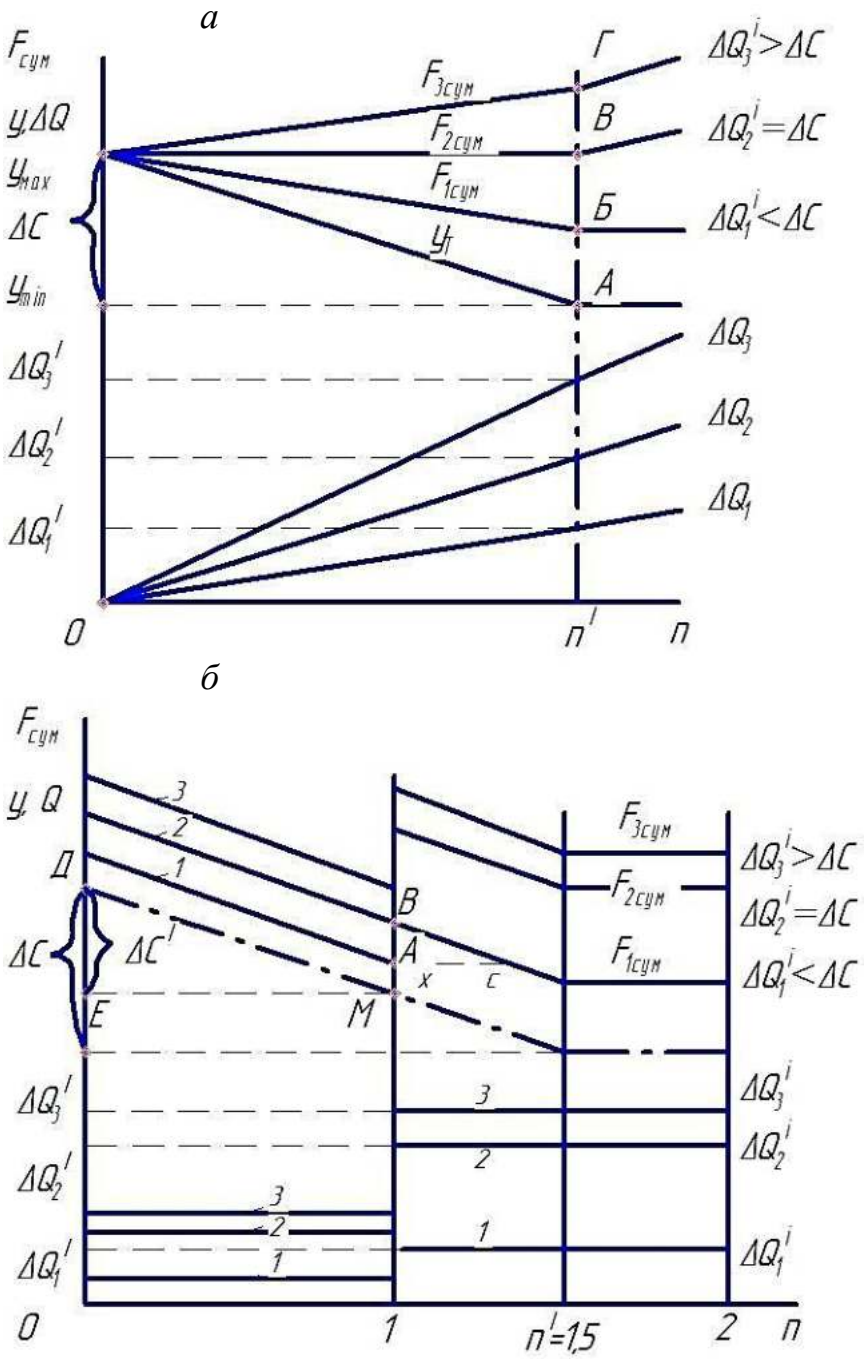
В случае $\Delta Q_3^i > \Delta C$ минимум суммарной функций получаем в точке Д, то есть при отсутствии резервирования; при $\Delta Q_1^i < \Delta C$ минимум суммарной функции получаем в точке Б, то есть при минимально необходимом для устранения всех отказов размере резервирования; при $\Delta Q_2^i = \Delta C$ минимум суммарной функции получаем при размере резервирования от нуля до минимально необходимого для устранения всех отказов (прямая ДВ).

Из приведенного выше следует, что в данном случае неравенство

$$\Delta Q \le \Delta C \tag{2.4}$$

определяет в общем виде область оптимальности резервирования. Причем при выполнении равенства для первого варианта оптимальности возможно резервирование *0... n*' количества запасных частей, для второго *n*' (см. рисунок 2.3).

Резервировать можно только целое число деталей. Например, для устранения всех отказов в соответствии с интенсивностью отказов деталей 1, 2, 3 требуется в среднем на одну машину резервировать 1,5 деталей за определенный период, но на рисунке 2.3 *б* мы рассматриваем резервирование только целого числа деталей (1, 2, 3 и т.д.). При резервировании одной детали устраняется часть отказов определенной группы машин, но при этом используется наибольший процент резервируемых деталей. При резервировании двух деталей устраняются все отказы за счет резервируемых запасных частей, но резерв используется не полностью. Суммарная функция и функция стоимости резерва дискретны.



а – функция стоимости резерва непрерывна;
б – функция стоимости резерва дискретна

Рисунок 2.3 – Зависимость убытка предприятия от размера резервирования при определенном параметре потока отказов

Графики суммарной функции (рисунок 2.3 *б*) для каждой детали имеют несколько минимальных точек в местах, соответствующих по оси абсцисс целому или необходимому для устранения отказов числу деталей. При увеличении размеров резерва до величины более необходимого минимального количества запасных частей для устранения всех отказов функция растет.

Выполнение неравенства необходимо для принятия резервирования по второму и первому варианту резервирования и достаточно для второго варианта.

Как видно из графика суммарной функции (рисунок 2.3 *б*), при выполнении неравенства минимум функции может быть при резервировании одной или двух деталей в зависимости от размера *n*'.

По первому варианту оптимальности при резервировании необходимо округлять *n*' до большего ближайшего целого числа для получения минимума суммарной функции при выполнении неравенства

$$\Delta n' > X, \tag{2.5}$$

где $\Delta n'$ – дробная часть n'.

Исходя из подобия треугольников АВС и ЕМД

$$X = \frac{C_1 n'}{\Delta C}, \tag{2.6}$$

где C_1 – стоимость первой детали.

Величины *n*', ΔC даже для конкретных деталей в различных условиях эксплуатации могут принимать различные значения, поэтому исходя из условия подобия треугольников, формулу (2.6) представим для *i*-й детали в виде

$$X = \frac{C_i}{\Delta C_1}, \tag{2.7}$$

где ΔC_1 – экономический эффект от сокращения простоев при резервировании одной детали.

Необходимое количество резервируемых деталей прямо пропорционально параметру потока отказов, поэтому формулу (2.7) можно представить в виде

$$W_X = \frac{C_i W_1}{\Delta C_1}, \tag{2.8}$$

где W_X – параметр потока отказов, соответствующий необходимости резервирования *X* деталей;

W^1 – параметр потока отказов, соответствующий необходимости резервирования одной детали для определенной группы машин.

В случае обращения неравенства (2.5) в равенство приемлемо округление *n*' до большего ближайшего или меньшего целого числа (по первому варианту оптимальности).

Для конкретных машин с целью упрощения расчетов при различных вариантах резервирования неравенство (2.4) решается относительно стоимости конкретных деталей и параметров потока их отказов.

В период выполнения машиной работ резерв запасных частей в хозяйстве может находиться:

а) на центральном складе предприятия;

б) на центральном складе, в передвижной ремонтной мастерской;

в) на центральном складе, в передвижной мастерской и на работающей машине для группы машин при работе групповым методом одномарочных машин, при этом резервирование в районе или области нами здесь не рассматривается.

Пополняемое резервирование применяется на машине и на передвижной ремонтной мастерской в случае выполнения неравенства (2.4).

Неравенство (2.4), решенное относительно стоимости *i*-й детали (*Ci)* по *j*-й группе машин, в случае нахождения резерва деталей на передвижной ремонтной мастерской будет иметь вид:

$$C_i \le [\frac{1}{n'_{ia}} KT_{jk} N_{j\text{гр}} t'_{д} (C_{л} + C_{д})] W_{ij}, \qquad (2.9)$$

на машине

$$C_i \le [\frac{1}{n'_{ik}} kT_{jk} t'_{ож} (C_k + C_{ож})] W_{ij}, \qquad (2.10)$$

где n'_{ia} – число *i*-х деталей, резервируемых на передвижной мастерской, шт.;

n'_{ik} – то же на машине, шт.;

K – срок окупаемости резерва, год;

T_{jk} – годовая наработка машин, га/год;

$N_{j\text{гр}}$ – количество *j*-х машин в группе, обслуживаемой передвижной мастерской, шт.;

$t'_{д}$ – среднее время доставки запасной части из склада предприятия к машине, ч/шт.;

$t'_{ож}$ – среднее время ожидания передвижной мастерской при одном отказе, ч/отказ;

$C_к$ – убыток предприятия от простоя машины в течение единицы времени, руб./ч;

$C_д$, $C_{ож}$ – стоимость единицы времени работы передвижной ремонтной мастерской, руб./ч;

C_i – стоимость *i*-ой детали, руб.;

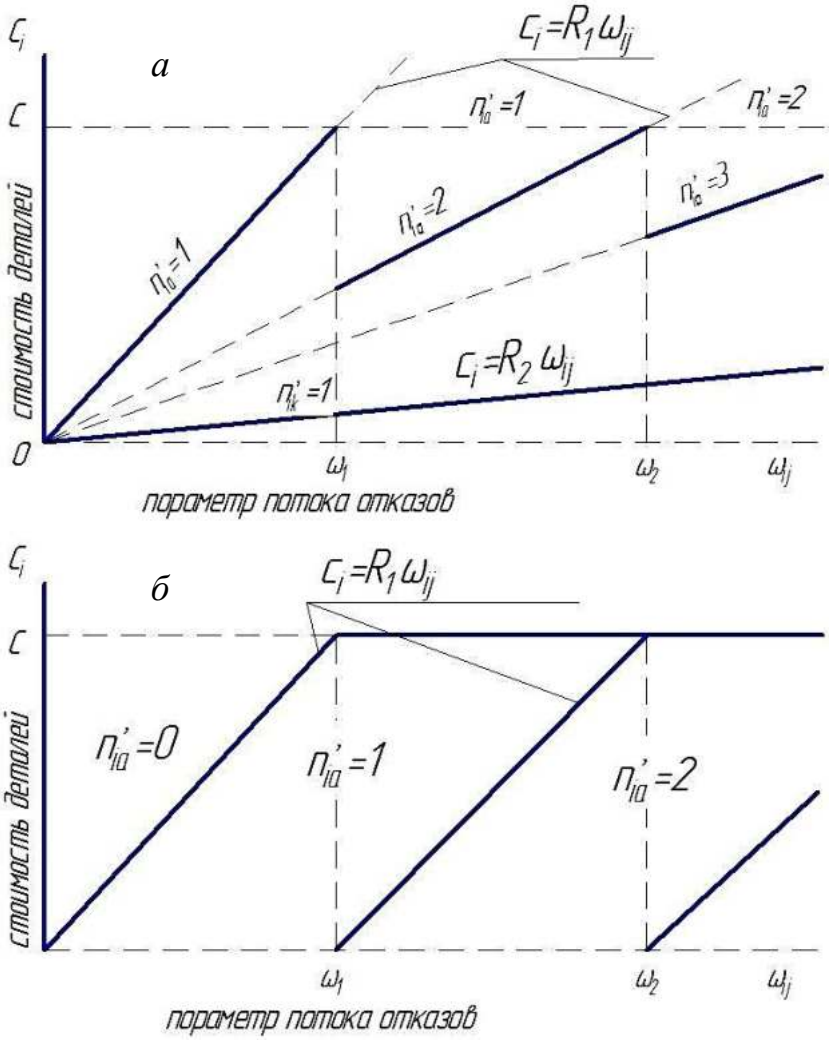
W_{ij} – интенсивность отказов, отказ/га.

Для конкретных условий величины в квадратных скобках постоянны, обозначим их соответственно R_1 и R_2.

При резервировании запасных частей на группу из N машин получим:

$$C_i \le NR_2 W_{ij}. \qquad (2.11)$$

Области решений неравенств (2.9)–(2.11) можно определить графически, например, рисунок 2.4 *а*.



а – на передвижной мастерской (*а*)
и машине (*к*) по второму варианту оптимальности;
б – на передвижной мастерской по первому варианту оптимальности

Рисунок 2.4 – Границы оптимальности резервирования

На графике W_1 и W_2 соответствуют в среднем одному и двум отказам в день по обслуживаемой группе машин (при условии ежедневного пополнения резерва).

Сплошной линией ограничена область оптимальных решений неравенств (2.9)–(2.10). Пунктирная линия вправо от сплошной ограничивает область возможного резервирования при условии более частого, чем ежедневно, пополнения резерва. При отсутствии такого пополнения, в первой части неравенства W_{ij} принимает постоянные значения W_1, W_2 и т.д., то есть правая часть неравенства становится постоянной (на рисунке 2.4 *а* этому случаю соответствует горизонтальная линия).

Неравенство (2.4), решенное относительно стоимости детали при резервировании запасных частей по первому варианту оптимальности на передвижной ремонтной мастерской, будет иметь вид

$$C_i < \left[\frac{T_{j_k}}{T_{j\text{дн}}} \frac{t_{\text{д}}^1 (C_k + C_{\text{д}})}{W_1}\right](W_{ij} - nW_1). \qquad (2.12)$$

Неравенство справедливо при

$$(n+1)W_1 > W_{ij} > nW_1,$$

где $T_{j\text{дн}}$ – дневная наработка комбайна;

n – целая часть расчетного числа деталей (n').

Для конкретных условий величина в квадратных скобках выражения (2.12) постоянна.

Границы резервирования запасных частей по первому варианту оптимальности представлены на рисунке 2.4 *б*.

Приведенная методика может быть использована при расчете пополняемого резервирования для различных видов машин.

Непополняемое резервирование предусматривает создание резерва на определенном объекте перед началом выполнения сельскохозяйственных операций определенной сельскохозяйственной машиной. Пополнение резерва в течение сезона отсутствует. По окончании машиной работ на объектах остается количество запасных частей, равное принятому резерву минус количество, израсходованное на устранение отказов. Оставшийся резерв запасных частей может быть использован для создания резерва на следующий сезон или для выполнения ремонтных работ.

Непополняемый резерв запасных частей в зависимости от интенсивности отказов определенных деталей (узлов) может располагаться на различных объектах:

а) на центральном складе предприятия;

б) на передвижной ремонтной мастерской;

в) на сельскохозяйственной машине;

г) в магазине или на обменном пункте.

Вариант «г» может применяться для деталей (узлов) с очень малой интенсивностью отказов и нами не рассматривается.

Необходимость резервирования на определенном объекте (а, б, в) элементов, отказ которых по обслуживаемой объектом группе сельскохозяйственных машин или по каждой машине происходит не реже одного раза в течение сезона, не вызывает сомнений, независимо от стоимости запасных частей, поэтому оптимальность резервирования рассчитываем для деталей и узлов с высокой интенсивностью отказов, то есть:

$$n_i > W_{ij} T_{j\text{м}} N_{j\text{м}}, \qquad (2.13)$$

где n_i – количество деталей (узлов), резервируемых на определенном объекте (для вариантов а, б, в), то есть на складе хозяйства, на передвижной мастерской или на машине;

W_{ij} – параметр потока отказов *i*-х деталей по *j*-й группе сельскохозяйственных машин;

T_{jm} – сезонная наработка *j*-й машины;

$N_{jм}$ – количество *j*-х машин, обслуживаемых определенным объектом резервирования.

Считаем, что все отказы *i*-х деталей на каждой сельскохозяйственной машине будут устранены за счет непополняемого резерва быстроизнашиваемых запасных частей, причем для устранения отказов возможно использование резерва других машин, работающих с отказавшей в одной группе.

Введение резервирования приводит к увеличению потребности запасных частей. Учитываем возможность применения двух вариантов оптимальности резервирования: первый – по минимуму суммарной функции затрат и второй – по достижении максимального значения надежности при допустимых затратах.

Для выполнения второго варианта оптимальности достаточно выполнения неравенства (2.4).

В последующие годы для создания резерва требуется пополнение оставшегося резерва запасных частей до принятой номенклатуры и размера в количестве, требуемом непосредственно для устранения отказов, то есть хозяйство не несет дополнительных затрат, а получает экономический эффект от применения резервирования, поэтому правую часть неравенства (2.4) можно увеличить на величину срока окупаемости в годах, то есть принять величину эффекта за 2–3 и т.д. года.

Рассмотрим решение неравенства (2.4) относительно стоимости *i*-х деталей *(Ci)* и интенсивности их отказов *(W_{ij})* для сельскохозяйственных машин при условии окупаемости резерва запасных частей за один сезон.

Увеличение стоимости запасных частей за счет создания резерва:

$$\Delta Q = C_i(n_i - W_{ij}T_{jì}\ N_{jì}\ ). \qquad (2.14)$$

Экономический эффект, получаемый от применения резервирования:

$$\Delta C = W_{ij}T_{jм}N_{jм}t'_д(C_м + C_д), \qquad (2.15)$$

где $t'_{ä}$ – время, затрачиваемое в среднем при устранении одного отказа на доставку деталей.

Для варианта «*а*» – из магазина на склад предприятия; «*б*» – из склада предприятия на передвижную мастерскую; «*в*» – из склада предприятия к отказавшей машине;

$C_м$ – дополнительные затраты на убытки предприятия за один час простоя при отказе, руб./ч;

$C_д$ – затраты за один час времени доставки запасных частей, руб./ч.

Решив неравенство относительно C_i, получим:

$$C_i \le \frac{t'_д(C_м + C_д)}{\frac{n_i}{N_{jм}T_{jм}W_{ij}} - 1}. \qquad (2.16)$$

Область решений неравенства:

$$\frac{n_i}{N_{jм}T_{jм}} \ge W_{ij} \ge 0. \qquad (2.17)$$

Границы неравенства можно представить графически (рисунок 2.5 *а*) для определения оптимальности резервирования запасных частей на различных объектах (Б, В, Г – одной *i*-й детали, Д – двух *i*-х деталей на машине).

Используя предыдущие разработки и решив неравенство относительно стоимости *i*-й запасной части по первому варианту оптимальности, получим:

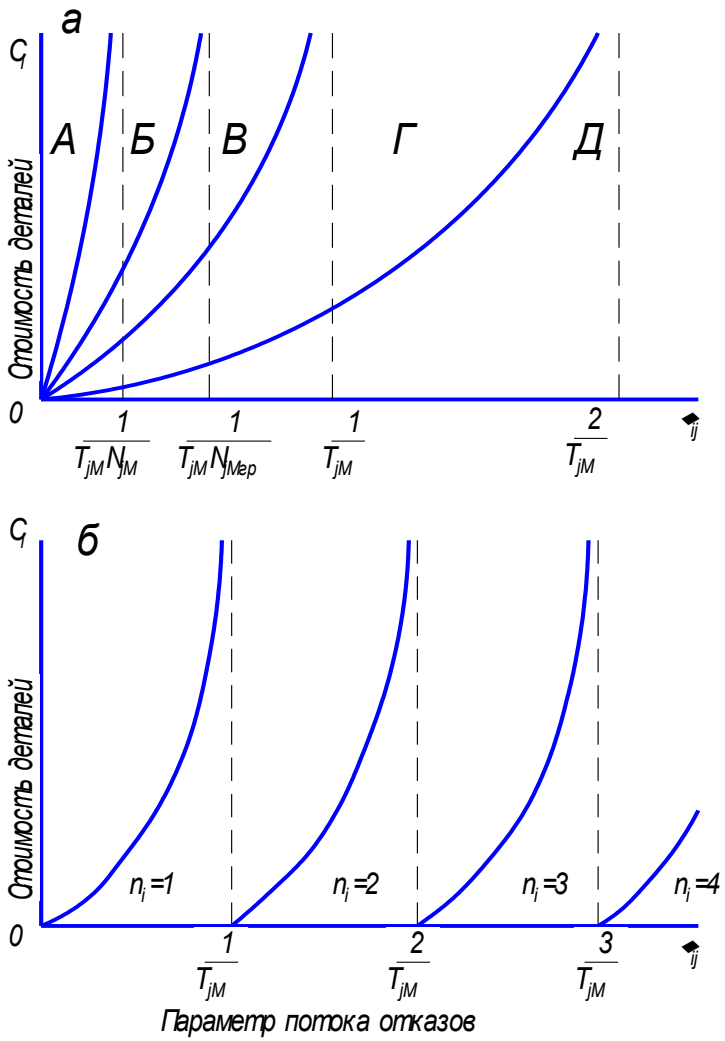
$$C_i \le \frac{t'(Cм + Cд)}{\frac{1}{N_{jм}T_{jм}(W_{ij} - nW_1)} - 1}, \qquad (2.18)$$

где W – параметр потока отказов, соответствующий необходимости резервирования: одной запасной части на определенном объекте (эта величина определяется отдельно при расчетах для случаев резервирования «*а*», «*б*», «*в*», «*г*»);

n – целая часть расчетного числа запасных частей, необходимых для резервирования по соответствующим машинам.

Область решений неравенства $\frac{1}{T_{jм}N_{jм}} + nW_1 > W_{iJ} \ge nW_1$ представлена графически (рисунок 2.5 *б*) для определения оптимальности резервирования на машине.

Для определения размеров непополняемого резервирования наиболее приемлем первый вариант оптимальности (по минимальному значению функции суммарных затрат), так как применение 2-го варианта оптимальности приводит к значительному увеличению количества резервируемых запасных частей.



а – получение максимального значения надежности
при допустимых затратах
Резервирование *i*-й детали: А – в магазине; Б – на складе предприятия;
В – в передвижной, мастерской; Г – на машине одной *i* -й детали (узла);
Д – на машине двух *i*-х деталей (узлов);
б – получение минимума функции суммарных затрат
(резервирование на машине одной, двух, трех и т.д. деталей)
Рисунок 2.5 – Границы оптимальности непополняемого
резервирования запасных частей

2.3 Обеспечение эксплуатационной надежности технологических комплексов методами резервирования

2.3.1 Общие положения, постановка задачи

Уровень надежности комплекса определяется при его создании.

На этом этапе определяется его структура, которая влияет на уровень надежности, и определяются затраты на его эксплуатацию. Поэтому при

обосновании (проектировании) комплексов необходимо учитывать, что надежность работы зависит от числа последовательно работающих машин в агрегатах, количества агрегатов и уровня надежности машин.

Повысить надежность работы комплекса можно за счет резервирования. При этом следует иметь в виду, что при заданной надежности агрегатов выигрыш в вероятности безотказной работы комплекса вследствие увеличения числа параллельно работающих агрегатов с увеличением времени от начала их ввода в эксплуатацию растет все медленнее. Это указывает на то, что организация комплекса из более надежных, хотя и дорогих агрегатов может оказаться выгодной.

При отсутствии надежных агрегатов комплексы формируются из тех, которые есть, но при этом необходимо рассмотреть и сравнить между собой способы резервирования и принять наиболее приемлемый.

Различают резервирование поэлементное (раздельное), общее и с дробной кратностью.

Поэлементное резервирование предусматривает отдельные машины в звене, детали или сборочные единицы для машины, агрегаты для звена или комплекса.

Общее резервирование предполагает постоянно включенный резерв (горячий), когда условия и режим работы резервных агрегатов такие же, как основных. При холодном резервировании условия и режим работы основного и резервного агрегата разные. Резервный агрегат начинает терять надежность только с момента замещения отказавшего агрегата.

При резервировании дробной кратностью, как и при общем, может быть постоянно включенный резерв и холодный (скользящий).

При рассмотрении методов резервирования принимаем допущения:

1. Отказы элементов систем образуют простейший поток событий.

2. Основные и резервные элементы равнонадежны.

3. Резервированная система в процессе работы восстанавливается. Ремонт организован вне смены.

Простейшая задача оптимального резервирования может быть представлена так.

Пусть имеется система, состоящая из взаимно независимых подсистем или элементов. Каждая подсистема сама по себе может представлять последовательное, параллельное или какое-либо иное соединение однотипных элементов. Так, если говорить об обеспечении системы запасными элементами, то в качестве подсистемы можно рассматривать звено, состоящее из однотипных агрегатов, замена которых в случае отказа осуществляется агрегатами того же типа. Применительно к агрегату в качестве элементов можно рассматривать сборочные единицы или отдельные детали и т. д.

Если $P_i(X_i)$ – показатель надежности i-го агрегата подсистемы при X_i резервных элементах ($i = I, n$), то при условии независимости отказов можно записать:

$$\mathrm{P(x)} = \Pi P_i\ (x_i),$$

либо после логарифмирования

$$ln\mathrm{P}(x) = \sum \ln P_i\ (x_i), \text{ где } X=(x_1, x_2,\ldots, x_n).$$

Пусть каждый из элементов i-го типа характеризуется стоимостью C_i. Обозначим $C = (C_1 \ \ldots \ C_n)$, тогда суммарные затраты на резервные элементы есть скалярное произведение векторов.

$\mathrm{C}(X) = (C_x) = \sum_{in} C_i x_i$, если справедливо предположение о линейности функции затрат. При этих условиях прямая и обратная задачи оптимального резервирования записываются соответственно в виде:

$$max\left\{\frac{\ln(x)}{Cx}\right\}; \min\left\{\frac{\mathrm{C}(x)}{\ln(x)}\right\} \geq lnL_0,$$

где $C_0 L_0$ – допустимые затраты и требуемый уровень показателя надежности.

Задача оптимального резервирования в такой формулировке является задачей дискретного программирования, методика решения которой и будет рассмотрена.

2.3.2 Общее резервирование

При общем резервировании вероятность безотказной работы агрегата

$$P_a = P_1 P_2, \ldots, P_n = (1 - q_i)(1 - q_2) \ldots (1 - q_n),$$

где q_i – вероятность отказа i-й машины.

Вероятность безотказной работы технологического звена комплекса определяется по формуле

$$P_c = 1 - [1 - \prod P_i]^m, \qquad (2.19)$$

где P_i – вероятность безотказной работы i-й машины.

Полагая $\lambda_o = \sum \lambda_i$ – интенсивность отказа любого из m агрегатов и учитывая, что $P_i(t) = e^{-\lambda i t}$ и $\prod P_{it} = e^{-\lambda 0 t}$, выражения примут вид:

$$P_{o(t)} = 1 - \left(1 - e^{-\lambda 0 t}\right)^m, Q_c = 1 - e^{-\lambda 0 t}.$$

Среднее время безотказной работы резервированной системы после интегрирования

$$T_c = \frac{1}{\lambda_o \sum_1^m \left(\frac{1}{i+1}\right)}.$$

При известных требованиях к вероятности безотказной работа системы P_c (t) и необходимости увеличения ее путем резервирования до величины (t) необходимо определить, какое количество параллельно работающих агрегатов должно быть. Из выражения (2.19) будем иметь:

$$[1 - \prod P(t)]^m = 1 - P_c(t),$$

откуда после логарифмирования получим:

$$m = (ln[1 - P_c(t)])(ln[1 - \mathrm{Po}(t)])^{-1}.$$

При общем резервировании замещением (холодное резервирование) вероятность безотказной работы любой кратности будет:

$$P_c(t) = \frac{e^{-\lambda 0 t}[1+\lambda_o t+(\lambda_o t)^2}{\frac{2!+\ldots+(\lambda_o t)^m}{m!}}.$$

Среднее время безотказной работы равно: T_c=$\frac{(m+1)}{\lambda_o}$.

2.3.3 Поэлементное резервирование (раздельное)

Вероятность того, что произойдет отказ звена из-за машины *i*-го типа, равна:

$$Q_i(t) = \prod q_i(t) = \prod(1 - P_i(t)).$$

Вероятность безотказной работы звена из-за машин *i*-го типа будет:

$$P_i(t)=1-\prod(1 - P_i(t)).$$

Вероятность безотказной работы комплекса определяется из выражения

$$P_c(t) = \prod\{1 - [1 - P_i(t)]^m\}.$$

Расчет вероятности безотказной работы производится по элементам 1-го, 2-го ... *i*-го типов по выражению

$$P_{ci}(t) = 1 - [1 - P_i(t)]^m. \qquad (2.20)$$

При допущении $P_i(t) = e^{-\lambda i t}$

$$P_c(t) = \left[1 - \left(1 - e^{-\lambda 0 t}\right)^m\right]^n.$$

Для раздельного резервирования при условии $P(t) = P_o \frac{1}{n}$ на основании формулы (2.20) можно записать:

$$P_{ci}(t) = \left[1 - \left(1 - P_o^{\frac{1}{n}}\right)^m\right]^n \qquad (2.21)$$

или

$$1 - P_{ci}^{\frac{1}{n}} = (1 - P_o)^m,$$

откуда после логарифмирования и преобразований будем иметь

$$\mathrm{m} = \frac{\ln(1-P_a^{\frac{1}{n}})}{\ln(1-P_o^{\frac{1}{n}})}.$$

Для поэлементного метода резервирования сложных систем разработан упрощенный метод оптимизации, математическая формулировка которого такова [103].

Имеется нерезервированная система, состоящая из N элементов, причем вероятности их отказов q_1, q_2, ..., q_n, а стоимости S_1, S_2, ..., S_n.

1. Требуется так зарезервировать систему, чтобы вероятность безотказной работы была не ниже требуемой, а стоимость минимальной.

2. Требуется так зарезервировать систему, чтобы её стоимость не превышала допустимой, а вероятность безотказной работы была максимальной.

Из условия видно, что стоимость эксплуатации резервированной системы C_c зависит от стоимости C_i и числа машин N_i основной системы, способа и кратности m резервирования, т. е.

C_c=∫ (C_i, N_i, m, способ резервирования).

Вероятность безотказной работы резервированной системы также зависит от N_i, m, и способа резервирования. Она является также функцией вероятности безотказной работы отдельных машин

$P_c(t)$ = ∫ (P_i, N_i, m, способ резервирования).

Из изложенного видно, что оптимизация резервирования сводится к нахождению таких значений m ≥ 1 и такого способа резервирования, при которых C_c→min, а $P_c(t) \geq P_c(t)$ допустимой.

Пример. Пусть звено подготовки и транспортировки семян состоит из четырех элементов, вероятность отказов и стоимость часа эксплуатации которых представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Характеристики звена подготовки

Показатель	Вид агрегата			
	Погрузчик зерна	Протравливатель	Погрузчик зерна	Транспортные средства
Количество	1	1	1	4
Вероятность отказов	0,04	0,03	0,03	0,106
Стоимость, руб./ч	95	43	68	272

Стоимость одного часа работы звена будет:

$$C_{зв} = 95 + 43 + 68 + 272 = 478 \text{ руб.}$$

Вероятность безотказной работы звена определим по формуле (2.21):

$$P_c = (1–0{,}04)(1–0{,}03)(1–0{,}03)(1–(1–0{,}95)) = 0{,}894.$$

Такая надежность звена подготовки и транспортировки семян не обеспечивает нормальное функционирование всего посевного технологического комплекса. Потребуем вероятность безотказной работы P_{TP} =0,980.

Алгоритм решения задачи представим в виде таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – Алгоритм решения задачи

q_i	0,04	0,03	0,03	0,106	Примечание
C_i	95	43	68	272	
$\frac{1}{q_i}$	25,0	33,34	33,34	9,43	
$\ln\frac{1}{q_i}$	3,22	3,51	3,51	2,24	
$d_i = \frac{C_i}{\frac{lnI}{q_i}}$	29	12	19	111	$\sum d_i = 171$
$y = \frac{P_{TP}\sum d_i}{1 - P_{TP}} = \frac{0{,}980 \times 171}{0{,}020} = 8{,}37$					
$y + d_i$	37,37	20,37	26,37	119,37	
$\ln(y + d_i)$	3,79	3,31	3,54	4,60	
$\ln(y + d_i)d_i$	0,13	0,28	0,19	0,02	
$m_i = \frac{\ln(y + d_i)\, d_i}{\ln(\frac{1}{q_i})}$	0,04	0,08	0,05	0,04	
m_i					

При выбранной кратности резервирования вероятность безотказной работы звена подготовки семян не следует повышать полнокомплектными машинами.

2.3.4 Надежность систем, резервированных с дробной кратностью

Кратностью резервирования будем считать $L = \frac{m}{N}$,
где *m* – количество резервных машин в звене; *N* – количество основных.

При допущении об экспоненциальном законе надежность вероятности безотказной работы системы с резервными машинами будет:

при *m*=1 $P_1(t) = e^{-N\lambda t}(1 + N\lambda t)$;

при *m*=2 $P_2(t) = e^{-N\lambda t}[1 + \lambda t(N\lambda t)^2/2!]$.

Для любого значения m можно записать:

$$P_m(t) = e^{-\lambda 0 t}\sum_{i=0}^{n}\frac{(\lambda_0 t)i}{i!},$$

где $\lambda_0 = N\lambda t$ – интенсивность отказов.

Оценим влияние числа резервных машин на готовность технологических звеньев комплекса.

В общем случае будем считать, что технологическое звено эффективно функционирует, если число неисправных машин не превышает число резервных.

Согласно закону Пуассона, вероятность появления *K* отказов на интервале (0, t) будет равна:

$$P_x(t) = \frac{(\lambda t)^2}{K!} e^{-\lambda t},$$

где $P_x(t)$ – вероятность поступления точно *K* требований за *t* время;

t – величина фиксированного интервала времени;

λ – параметр потока (математическое ожидание числа требований, поступивших в единицу времени);

λt – параметр закона Пуассона.

В данном случае технологическое звено будет работать безотказно, если не откажет ни одна машина, если откажет одна, если откажут две и т. д. – до *m* включительно. Вероятности этих состояний будут равны:

$$P_0 = e^{-l0t},$$
$$P_1 = e^{-l0t}\, l0t,$$
$$P_2 = \frac{e^{-l0t}(l0t)^2}{2!},$$
$$P_m = \frac{e^{-l0t}(l0t)^m}{m!}.$$

Вероятность того, что технологическое звено не откажет (будет работать с одинаковой эффективностью), равна сумме указанных вероятностей, т. е.

$$P(n \le m) = \frac{e^{-\lambda 0t} \sum_0^m (\lambda_0 t)^i}{i!}.$$

Резервирование замещением и с дробной кратностью идентичны.

Пример. Оценить эффективность функционирования посевного звена, состоящего из пяти основных, одного и двух резервных агрегатов через 1, 5, 10 и 20 часов работы, если наработка на отказ трактора T_{OT} = 80 ч, сцепки $T_{Ou} = 120$ ч, сеялки $T_{Oc} = 48$ ч, бороны T_O = 170 ч.

Резервные агрегаты вводятся в эксплуатацию в момент отказа основного 1 агрегата. Интенсивность отказов определяют как $l_i = \frac{1}{t_i}$.

Интенсивность отказов будет: трактора λ_T = 0,0125 1/ч, сцепки λ_{cu}= 0,0083 1/ч, сеялки λ_c= 0,002 1/ч, бороны $\lambda_б$=0,0058 1/ч.

Интенсивность отказа агрегата будет равна:

$la = \Sigma m_i l_i$ = 0,0125+0,0083+3×0,002+4×0,00232 = 0,05024 1/ч.

Интенсивность отказа посевного звена λ_o= λaN=0,05024×5=0,2512 1/ч. Расчеты по определению вероятности безотказной работы посевного звена, резервированного одним и двумя агрегатами, сведем в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Результаты расчетов

Расчетные формулы	T	1		5		10	
	m	1	2	1	2	1	2
$-\lambda 0t$		-0,2512	-0,2512	-1,256	-1,256	-2,512	-2,512
$P_{O=}e^{-\lambda 0t}$		0,778	0,778	0,284	0,284	0,081	0,081
$P_{1=}=e^{-\lambda 0t}\,\lambda 0t$		0,195	0,195	0,358	0,358	0,203	0,203
$\frac{\lambda 0t}{2!}$		–	0,032	–	0,788	–	3,155
$P_2=P_0\frac{\lambda 0t}{2!^2}$		–	0,0245	–	0,224	–	0,255
P_0+P_1		0,973	–	0,642	–	0,284	–
$P_0+P_1+P_2$		–	0,998	–	0,866	–	0,539

Из таблицы 2.3 видно, что использование резерва приводит к увеличению звена. Особенно это эффективно на коротком интервале времени использования комплексов. С увеличением времени эффективность резервирования снижается. Чрезмерное увеличение числа резервных агрегатов приводит к росту затрат на единицу выполненной работы и к снижению эффективности технологического процесса.

Рассмотрим горячее резервирование, т. е. когда в эксплуатацию вводятся основные и резервные агрегаты одновременно.

Интенсивность отказа посевного звена будет без резервирования:

$$\lambda_0=\lambda \text{a} N = 0{,}05024\times 5 = 0{,}2512 \text{ 1/ч.}$$

При введении 1-го резервного агрегата интенсивность отказа посевного звена будет:

$$\lambda_1 = 0{,}5024\times 6 = 0{,}30144 \text{ 1/ч.}$$

При введении 2-х резервных агрегатов интенсивность отказа будет:

$$\lambda_2 = = 0{,}05024\times 7 = 0{,}35168 \text{ 1/4.}$$

Расчеты по определению ВБР посевного звена при горячем резервировании сведем в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Расчеты по определению ВБР посевного звена

Расчетные формулы	T	1			5			10		
	m	5+0	5+1	5+2	5+0	5+1	5+2	5+0	5+1	5+2
$-\lambda 0t$		-0,251	-0,301	-0,352	-1,256	-1,507	-1,758	-2,512	-3,014	-3,517
$P_{O=}e^{-\lambda 0t}$		0,777	0,739	0,703	0,284	0,221	0,172	0,081	0,049	0,030

Из таблицы 2.4 видно, что вероятность безотказной работы при горячем резервировании с увеличением времени уменьшается. Интенсивность её уменьшения тем больше, чем больше агрегатов в технологическом звене комплекса.

2.3.5 Оптимальное резервирование замещением

Для безотказного функционирования технологического комплекса возникает необходимость в создании запаса элементов, которые обеспечат работу комплекса за время *t* с доверительной вероятностью.

Пусть система состоит из *n* основных и *m* резервных элементов из общего количества *N*. Система откажет при использовании всех основных и резервных n + m элементов. Наработка до отказа будет равна сумме $t_c = t_1+t_2+...+ t_n$, полагая, что распределение всех t_i подчиняется одному закону.

При достаточно большом количестве элементов ($n > 5$) на основании закона больших чисел [103] значения t_c подчинены закону нормального распределения с характеристиками:

$$M(tc) = nt_э,\ D(tc) = nD_э,$$

тогда $\mathrm{Pc(tc} \geq \mathrm{ti)} = \frac{F(nt_э - tn)}{(\mathrm{nD_э})^{\frac{1}{2}}}$,

где *tn*, *tэ* – проектируемый и фактический сроки эксплуатации.

Учитывая, что $\sqrt{\frac{D}{t_э}} = \nu$ и зная о том, что в системе может быть *N* основных элементов, будем иметь:

$$\mathrm{Pc(t)} = \frac{\left(\frac{1-t_n \mathrm{N}}{nt_э}\right)}{\nu\sqrt{\frac{1}{\mathrm{T}}}}.$$

$$\text{Полагаем } A = \frac{\left(\frac{1-t_n \mathrm{N}}{nt_э}\right)}{\nu\sqrt{\frac{1}{\mathrm{T}}}}. \qquad (2.22)$$

При известных требованиях к Pc(t) значение F можно найти из стандартных таблиц [1]. Преобразуем выражение (2.22) к виду

$$\frac{t_n \mathrm{N}}{nt} = A\sqrt[\nu]{\frac{1}{\mathrm{T}}} - 1 = 0. \qquad (2.23)$$

Решая уравнение (2.23) относительно *n*, следует помнить о том, что запасные элементы не могут быть отрицательными. В результате получим количество резервных элементов, которое равно:

$$m = \frac{\frac{2t_n \mathrm{N}}{t_э}}{\left[\frac{(A)^2 + 4t_n \mathrm{N}}{t_э}\right]^{\frac{1}{2}}} - A^2 - N. \qquad (2.24)$$

Из равенства (2.24) видно, что на обеспечение работы системы с заданной доверительной вероятностью оказывает влияние проектируемый и фактический срок эксплуатации изделий (t_n, $t_э$), количество машин в группе (*N*), которые используют этот элемент и коэффициент вариации.

С увеличением коэффициента вариации потребность в запасных элементах увеличивается.

Пример. Определить количество запасных элементов для различного количества тракторов МТЗ-80 в хозяйствах (10, 20, 50) с доверительной вероятностью (0,8; 0,9; 0,95; 0,99), если известно, что ресурс трактора л = 6000 ч, фактический срок эксплуатации определяемых запасных элементов 45= 4000 ч, а коэффициент вариации ν = 0,8.

Расчеты выполним по формуле (2.24).

Результаты сведем в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчетов

Число тракторов в хозяйстве	Вероятность безотказной работы			
	0,8	0,9	0,95	0,99
10	7,85	9,52	11,04	14,18
20	13,93	16,21	18,18	22,07
50	31,06	34,47	37,34	42,93

Из таблицы 2.5 видно, что с увеличением доверительной вероятности потребность в запасных элементах возрастает. Для фиксированных значений доверительной вероятности с возрастанием парка тракторов удельная потребность в запасных элементах снижается.

При резервировании замещением максимизируют готовность технологического комплекса, который состоит из *K* звеньев, каждое из которых содержит *N*; параллельно работающих машин, стоимость которых *Cu* готовность *P*. Технологический комплекс эффективно функционирует, затрачивая на это ресурсы *S* видов (*S* = 1,2...*L*). Комплекс остается работоспособным, если в каждом звене работоспособна хотя бы одна машина.

Необходимо отыскать такой оптимальный набор машин *N (N, N...* N_i*)*, для которого максимальная готовность может быть достигнута при заданных затратах.

$$\sum_{i=l}^{m}(P_i N_i) \rightarrow \max \text{ при } \sum_{i=l}^{m} C_i(N_i) \leq C_{одоп}.$$

2.3.6 Обобщенный метод Лагранжа

Используя обобщенный метод Лагранжа, получим решение при фиксированном *L* > 0 по целым N_i путем максимизации функции для каждого звена комплекса в отдельности:

$$P_n(N) = \ln[1-(1-P_n)^N] - LC_i N_i \rightarrow max.$$

Продифференцировав $\frac{dP_n(N)}{dN_i} = 0$ и преобразовав, получим:

$$N_i = \frac{\ln[\frac{LC_i}{LC_i - \ln(1-P_n)}]}{\ln(1-P_n)}.$$

Для каждого звена вычисляют значение N_i и исследуют ближайшие целые $[N_i - 1]$ и $[N_i + 1]$, выбирают те из них, при которых *Рн* имеет наибольший результат. Суммируя стоимость соответственно выбранным *Ni*, получают искомый результат. Повторяя этот процесс для последовательных значений *L*, получают последовательность оптимальных решений.

Если в звене из *N* параллельно работающих однотипных агрегатов действует несколько видов отказов, то характер отказов необходимо учитывать. Пусть вероятность отказа одного агрегата первого вида q_1, а второго вида q_2. При этом выполняется условие $\mathrm{P(t)} + q_1\,(\mathrm{t}) + q_2\,(4) = 1$.

В этом случае показатель надежности

$$P(t) = [P(t) + q_1(t)]^N - q(t) = [1 - q_2\,(t)]^N - q,(t).$$

Функция $P_1(\mathrm{t})$ имеет максимум при

$$N_i = ln\frac{ln[\beta q_2\,(t)]}{\frac{\ln[1-q_2\,(t)]}{ln\frac{1-q_2\,(t)}{\beta q_2\,(t)}}}.$$

Эти результаты не зависят от вида закона распределения времени безотказной работы и могут быть использованы для оптимизации резерва в сложных технологических комплексах.

2.3.7 Метод доминирующих последовательностей

Для обеспечения заданного уровня надежности технологического комплекса резервированием используем метод доминирующих последовательностей. Исследуем работу технологического комплекса заготовки измельченных кормов, который состоит из 4-х звеньев. Исходная информация для решения задачи представлена в таблице 2.6.

Вероятность безотказной работы звена будем определять из выражения

$$P_э = \exp(-\sum_{i=1}^{n} \lambda_0 t,$$

где *n* – число машин в звене; λ_0 – интенсивность отказа агрегата; *t* – время эксплуатации.

Таблица 2.6 – Исходная информация

Звенья комплекса	Количество машин	Готовность			Стоимость 1 ч, р/ч	
		машины за 100 ч эксплуатации	звена на начало эксплуатации	звена через 10 ч эксплуатации	машины	звена
Скашивания	4	0,86	0,993	0,941	7,30	29,20
Подбора с измельчением	6	0,91	0,994	0,944	23,20	139,20
Транспортирования	10	0,92	0,991	0,920	3,70	37,20
Трамбования	2	0,94	0,998	0,987	12,30	24,60

Надежность звена при резервировании замещением будет:

$$P_{зв} = (\exp(-\sum_{i=1}^{n} \lambda_0 t)\left(1 + \lambda_0 t + \frac{(\lambda_0 t)^2}{2!} + \frac{(\lambda_0 t)^x}{m!}\right),$$

где x = 1...n – число резервных агрегатов.

Из таблицы 2.6 видно, что готовность комплекса на момент начала эксплуатации будет 0,976, а после 10 ч работы её следует ожидать на уровне 0,807 при затратах 230 руб./ч. Установим уровень готовности на 10 ч от начала работы равным 0,85. Ориентировочное число резервных машин в каждом звене комплекса определим по формуле (2.24). По предварительным расчетам максимальное число резервных машин для каждого из звеньев равно двум.

Таблица 2.7 – Матрица обоснования числа резервных машин в звене 1 и 2

Число машин в звене скашивания Основная + резервная Готовность Стоимость 1 ч	Звено подбора с измельчением 6+0 0,944 130,2	 6+1 0,954 164,2	 6+2 0,961 185,6
4+0 0,941 29,2	0,0 0,889 168,4	0,1 0,897 193,4	0,2 0,904 214,8
4+1 0,995 36,5	1,0 0,901 175,7	1,1 0,910 200,7	1,2 0,916 221,1
4+2 0,965 43,8	2,0 0,910 183,0	2,1 0,920 208,8	2,2 0,927 229,4

Таблица 2.8 – Доминирующая последовательность для 1 и 2 звеньев при $P_г \geq 0{,}90$

Число машин		Готовность	Стоимость
1 звено	2 звено		
4+1	6+0	0,901	175,7
4+0	6+2	0,904	214,8
4+2	6+0	0,910	183,0
4+1	6+1	0,910	200,7
4+1	6+2	0,916	221,1
4+2	6+1	0,920	208,0
4+2	6+2	0,927	229,4

Таблица 2.9 – Матрица оценки эффективности резервирования машин в 3 и 4 звеньях

Число машин 3 звено Основная + резервная Стоимость 1 ч Готовность	4 звено		
	2+0 24,60 0,987	2+1 36,90 0,993	2+2 49,20 0,996
10+0 37,0 0,920	0,0 61,60 0,908	0,1 73,90 0,913	0,2 86,20 0,915
10+1 40,70 0,928	1,0 65,30 0,916	1,1 77,60 0,921	1,2 89,90 0,924
10+2 44,40 0,934	2,0 69,00 0,922	2,1 81,30 0,927	2,2 93,60 0,930

Таблица 2.10 – Доминирующая последовательность для 3 и 4 звеньев

Число агрегатов		Суммарная стоимость, руб./ч	Готовность
3 звено	4 звено		
10+0	2+0	61,60	0,908
10+0	2+1	73,90	0,913
10+0	2+2	86,20	0,915
10+1	2+0	65,30	0,916
10+1	2+1	77,60	0,921
10+2	2+0	69,00	0,922
10+1	2+2	89,90	0,924
10+2	2+1	81,30	0,927
10+2	2+2	93,60	0,930

Построим матрицу обоснования числа резервных машин в звене 1 и 2. Столбцы и строки матрицы включают основные и резервные машины звеньев. В каждой клетке таблицы содержатся по вертикали: число машин, готовность, стоимость часа эксплуатации (таблицы (2.7)–(2.12)).

Таблица 2.11 – Доминирующая последовательность оценки эффективности резервирования звеньев комплекса

Готовность Стоимость	0,915 86,20	0,916 65,30	0,921 77,60	0,922 69,00	0,927 81,30	0,930 93,60
0,910 200,7						0,846 294,3
0,916 221,1					0,849 302,4	0,851 314,7
0,920 208,0			0,847 285,6	0,848 277,0	0,852 289,3	0856 301,8
0,927 229,4	0,848 315,60	0,849 294,7	0,853 307,0	0,856 298,4	0,859 310,7	0,862 323,0

Таблица 2.12 – Доминирующая последовательность звеньев комплекса при готовности $P_г > 0,85$

Число машин в звеньях				Готовность	Стоимость суммарная руб./ч
1	2	3	4		
4+2	6+2	10+2	2+2	0,851	314,70
4+2	6+1	10+2	2+1	0,852	289,30
4+2	6+2	10+1	2+1	0,853	307,00
4+2	6+2	10+2	2+0	0,856	298,70
4+2	6+1	10+2	2+2	0,856	301,60
4+2	6+2	10+2	2+1	0,859	310,70
4+2	6+2	10+2	2+2	0,862	323,00

Таблица 2.13 – Интенсивность отказов узлов и агрегатов комбайнов

Узлы и агрегаты	Интенсивность отказов	Коэффициент готовности
Двигатель	0,0158	0,984
Подборщик	0,0330	0,986
Ходовая часть	0,0146	0,986
Измельчающее устройство	0,0242	0,976
Коробка передач	0,0034	0,996
Органы управления	0,0019	0,998
Комбайн	0,0929	0,911

Из таблицы 2.12 видно, что получить готовность комплекса $P_г$=0,85 можно при минимальных затратах 289,30 руб./ч.

Сравнение способов резервирования обменными агрегатами или отдельными элементами рассмотрим на примере.

Установлено, что в сезонах 1995–2005 годов кормоуборочные комбайны Е-281 имели интенсивность отказов узлов и агрегатов, представленную в таблице 2.13.

Вероятность безотказной работы звена подбора и измельчения, состоящего из 6 комбайнов, за 10 часов работы определим из выражения

$$P_i = exp(-\sum_{i=1}^{n} \lambda_0\, t) = exp(-\sum_{1}^{6} 0{,}0929 \times 10) = 0{,}945.$$

При резервировании звена замещением полнокомплектным комбайном, как было показано ранее, вероятность безотказной работы будет:

$$P_i = exp - \sum_{i=1}^{n} \lambda_0\, t\ (1 + \lambda_0 t) = 0{,}945(1 + 0{,}0929) = 0{,}954.$$

Средняя наработка до первого отказа будет:

$$T_{cp} = -\frac{n}{1n} P_{p3} = \frac{6}{0.04709} = 127{,}4 \text{ ч.}$$

Если в резерве имеются отдельные обменные узлы по одному комплекту, то вероятность безотказной работы комбайна определим из выражения

$$P_k = [exp - \lambda_1\ t(1 + \lambda_1 t)] \times [exp - \lambda_2 t(1 + \lambda_2 t)]\text{x...} \times [exp - \lambda_6 t(1 + \lambda_6 t)],$$
$$P_k = 0{,}999 \times 0{,}999 \times 0{,}999 \times 0{,}999 \times 0{,}999 \times 0{,}999 = 0{,}994.$$

Интенсивность отказа комбайна составит $\lambda\ = \frac{lnP_K}{l}\ = 0{,}0006$ 1 ч.

Вероятность отказа технологического звена будет равна 0,996, средняя наработка до первого отказа увеличится до 277,7 ч.

Как видно из расчетов, наличие в резерве одного полнокомплектного комбайна увеличивает ВБР технологического звена на 0,009, а за счет отдельных агрегатов и узлов надежность можно увеличить на 0,051.

Вопрос применения полнокомплектного или поэлементного резервирования в каждом конкретном случае должен решаться с учетом особенностей эксплуатации. В хозяйстве целесообразно создавать резерв обменных агрегатов или отдельных деталей. Это позволит оперативно устранять отказы, возникающие при работе комплексов. Однако при выполнении работ в сжатые агротехнические сроки может оказаться эффективным и полнокомплектное резервирование.

3 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ АПК ЗА СЧЁТ ИНТЕРВАЛЬНОЙ И ИНТЕГРАЛЬНОЙ НАДЁЖНОСТИ

3.1 Повышение эффективности использования машин за счёт интервальной надежности

Как известно, основным универсальным показателем качества любого изделия является надежность этого изделия.

Надежность является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его применения может включать безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость или определенные сочетания этих свойств.

Сочетание свойств надежности оценивается комплексными показателями надежности, к которым относятся: коэффициент готовности, коэффициент технического использования, коэффициент оперативной готовности.

Коэффициент готовности, который определяется по выражению

$$K_Г = \frac{T_O}{T_O + T_B}, \tag{3.1}$$

где T_O и T_B – соответственно, длительность работы и восстановления работоспособности изделия, ч.

Отражает долю выполненной работы от общей возможной работы, которую изделие могло бы выполнить при условии, если бы оно не восстанавливало свою работоспособность [48]. Следовательно, если $K_Г = 0$ при $T_O = 0$, это означает, что изделие не работает. Такая ситуация тривиальна и недопустима. Если $K_Г = 1$ при $T_O = 0$, то изделие работает без отказов и имеет наивысшую работоспособность. Как правило, этого можно добиться в каком-то заданном временном интервале.

Таким образом, $K_Г$ определяет вероятность безотказной работы изделия в период его непрерывной работы.

Это важное положение актуально при реализации процессов производства продукции в растениеводстве, которые характеризуются сезонностью их выполнения и между основными операциями имеются временные промежутки.

При этом для используемой техники и оборудования, которые в целом имеют недостаточно высокую надежность, можно сформировать и обеспечить более высокую надежность какими-то дополнительными мероприятиями в заданном интервале выполнения основных работ.

Это один из способов повышения эффективной работы машин и оборудования, находящихся в эксплуатации долгое время, а также восстановленной техники. В этой связи интервальный коэффициент готовности должен рассматриваться не в пределах выработанных моточасов, а в интервалах выполнения работ и технологических операций.

В этом случае должна быть реализована стратегия безотказной работы до её выполнения. Так, для зерноуборочных комбайнов это время устанавливается в пределах 100–150 часов, то есть на весь период уборки.

Для разработки мер по повышению эффективной работы машин и оборудования представим зависимость (3.1) коэффициента готовности в следующем виде:

$$\frac{T_B}{T_O} = \frac{1 - K_Г}{K_Г}. \qquad (3.2)$$

Данная зависимость показывает долевое соотношение продолжительности восстановления и работы при заданном или необходимом коэффициенте готовности (таблица 3.1, рисунок 3.1).

Таблица 3.1 – Зависимость соотношения времени восстановления к чистому времени работы изделия от его коэффициента готовности

$K_Г$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\frac{T_B}{T_O}$	∞	$\frac{9}{1}$	$\frac{4}{1}$	$\frac{7}{3}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{1}{1}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{9}$	0

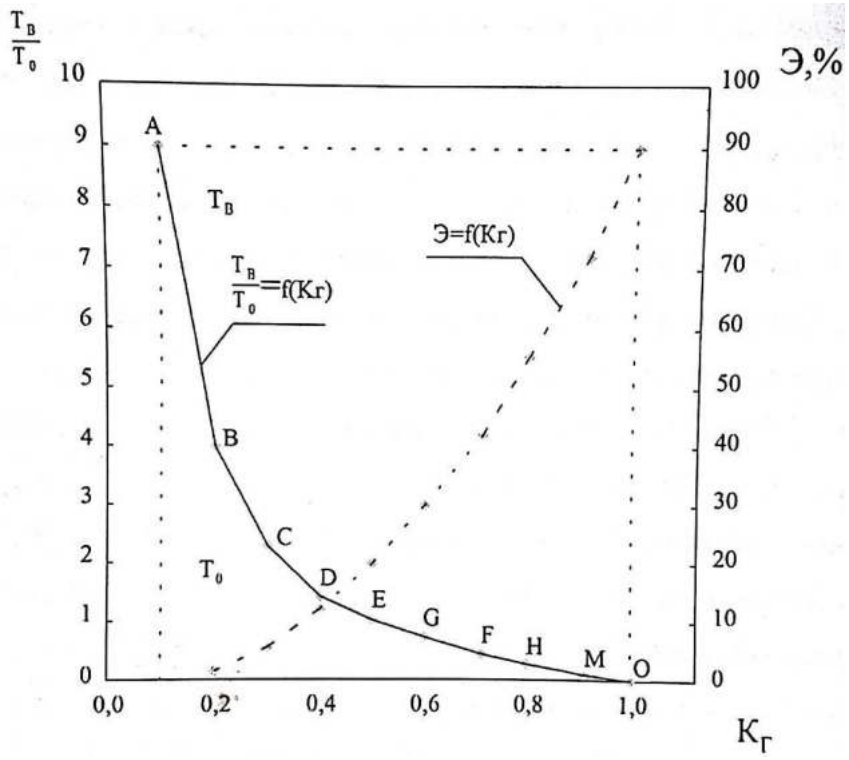


Рисунок 3.1 – Зависимость соотношения времени восстановления к чистому времени работы изделия и эффекта от повышения надежности и коэффициента готовности

Данная зависимость $\frac{T_B}{T_O} = f(K_Г)$ – убывающая гипербола, которая характеризует долю времени работы техники по сравнению со временем восстановления работоспособности при соответствующем значении $K_Г$. Увеличение коэффициента $K_Г$ до значения $K_Г = 1$ означает безотказную работу за данный период времени.

Для оценки эффекта от повышения надежности введем меру эффективности в виде коэффициента эффективности, который можно определить по формуле

$$K_Э = \frac{\Delta K_Г}{\Delta\left(\frac{T_B}{T_O}\right)}, \tag{3.3}$$

где $\Delta K_Г = K_{i+1} - K_i$ – приращение коэффициента готовности изделия при его переходе из одного состояния надежности i в другое $(i + 1)$;

$\Delta\left(\frac{T_B}{T_O}\right) = \left(\frac{T_B}{T_O}\right)_i - \left(\frac{T_B}{T_O}\right)_{i+1}$ – соответствующее приращение в распределении долей времени ТВ и ТО при изменении надежности изделия.

Тогда эффект от повышения надежности определится как

$$Э = Кэ \times 100\%. \tag{3.4}$$

Для представления этой зависимости в графическом виде использованы данные таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Изменение коэффициента эффективности и эффекта от повышения надежности при пошаговом изменении коэффициента готовности

Точки перехода	$A \to B$	$B \to C$	$C \to D$	$D \to E$	$E \to F$	$F \to G$	$G \to H$	$H \to M$	$M \to O$
$K_Э$	$\frac{1}{50}$	$\frac{3}{50}$	$\frac{6}{50}$	$\frac{10}{50}$	$\frac{15}{50}$	$\frac{21}{50}$	$\frac{28}{50}$	$\frac{36}{50}$	$\frac{45}{50}$
$Э,\%$	2	6	12	20	30	42	56	72	90

Из таблицы 3.2 следует, что при изменении коэффициента готовности от 1 до 0,2 (участок $A \to B$ на рисунке 3.1) эффект от данного мероприятия составит $Э_{AB} = 2\%$ и характеризуется уровнем затраченных усилий 1. Чтобы добиться увеличения готовности с 0,8 до 0,9, необходимо приложить в 36 раз больше усилий и затрат, чем в первом случае. Эффект от такого увеличения составит $Э_{нм} = 72\%$. Используя данную зависимость, можно сопоставить эффективность мероприятий повышения надежности изделий.

Для сравнительной оценки эффективности мероприятий повышения надежности изделий используем следующие подходы. Продолжительность выполнения операции определяется по выражению

$$T_{общ} = T_p + \Delta T\,, \tag{3.5}$$

где $T_{общ}$ – общая продолжительность работы изделия;

T_p – теоретическое время работы без простоев;

ΔT – увеличение необходимого времени с учетом снижения надежности процесса.

Работа изделий с учетом их срока службы и интенсивности использования характеризуется тем, что выработка снижается, длительность чистой работы уменьшается, увеличиваются количество отказов и затраты времени на восстановление работоспособности. В теории надежности этот процесс описывают различные законы изменения состояния изучаемой величины, связанные со старением изделия. При этом, в зависимости от того, как протекает процесс изменения исходной величины изучаемого параметра, применяют математические законы, учитывающие характер этого протекания.

Подбирая тот или иной закон на основании собранной статистической информации, можно описать такой процесс при достижении параметра до его заданного или предельного значения.

При этом сами процессы рассматриваются как случайные, и для их описания требуется необходимая статистическая информация, на основе которой можно предсказать поведение данного изделия.

Вернемся к формуле, которая оценивает надежность изделия по его техническому состоянию и устанавливает эквивалент дополнительных затрат, который необходим для реализации заданного технологического процесса [5], но связан с соотношением надежности и ненадежности изделия:

$$Э_Г = \frac{1 - K_Г}{K_Г}\,. \tag{3.6}$$

Сам коэффициент готовности определяется из выражения (3.1).

Исходя из этого, можно считать, что за какой-то период эксплуатации изделия общий коэффициент готовности определится выражением

$$K_{ГЦ} = \sum_{i=1}^{n} \frac{T_{Oi}}{T_{Oi} + T_{Bi}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{m} K_{Гi}\,. \tag{3.7}$$

Средний коэффициент готовности за период (или цикл) эксплуатации равен среднеарифметическому значению текущих значений коэффициента готовности за какой-то интервал работы, который совпадает с наступлением отказа.

Если предположить, что отказ наступает после выполнения операции или в конце этого периода, то практически весь период реализации операции будет характеризоваться безотказной работой изделия.

Для восстановления работоспособности изделия требуется период времени, который при коэффициенте готовности $К_Г$ = 80% характеризуется соотношением эквивалентности дополнительных затрат $Э_Г = \frac{1}{4}$, т.е. длительность восстановления $Т_В$ в 4 раза меньше времени чистой работы $Т_О$.

Представим на схеме преимущества этого подхода к формированию высокого значения интервального коэффициента готовности (рисунок 3.2).

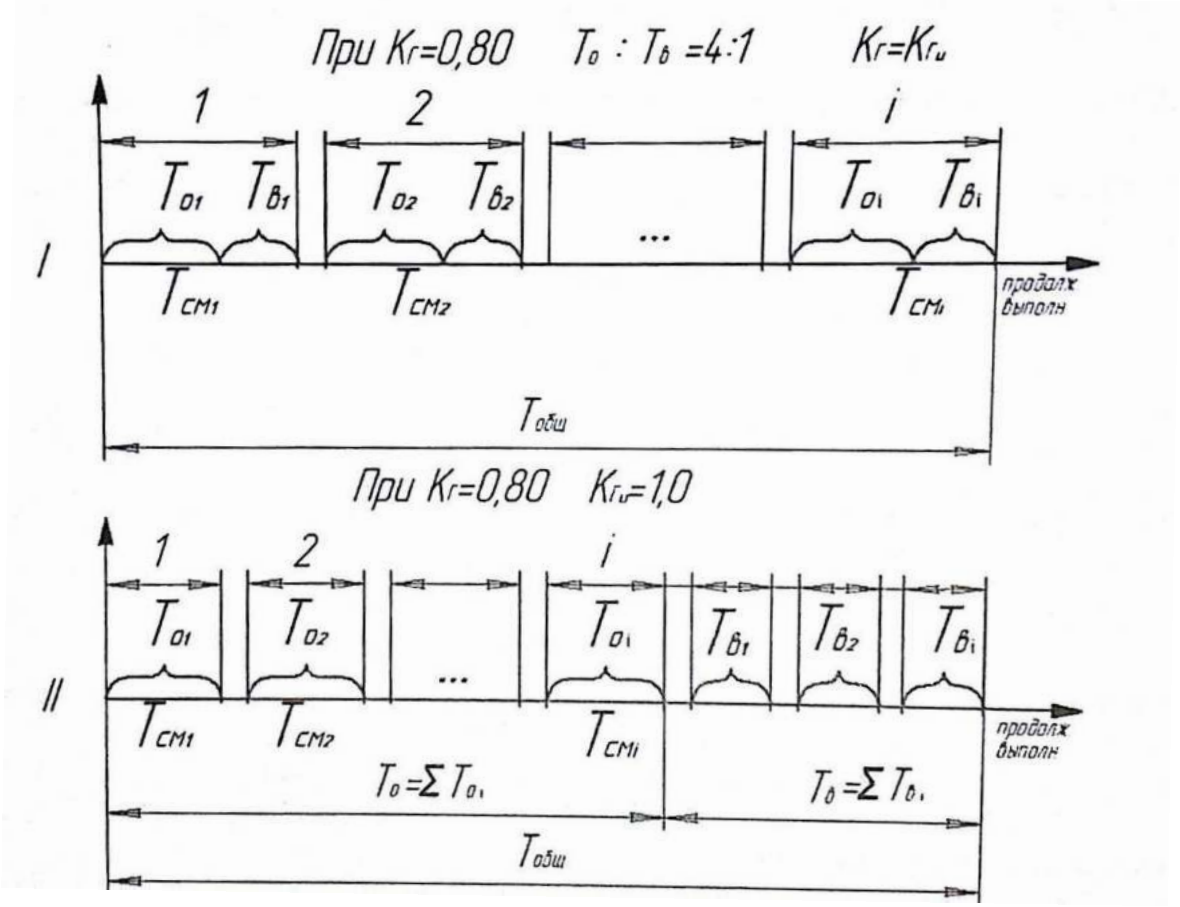


Рисунок 3.2 – Схема к обоснованию преимуществ повышения интервального коэффициента готовности

Из анализа рисунка 3.2 следует, что в первом случае значения интервальной и интегральной надежности совпадают, отказы изделий возникают каждый день, они суммируются и увеличивают общую продолжительность выполнения операции. Такие производственные ситуации наблюдаются в реальной практике производства сельскохозяйственной продукции.

Второй вариант отражает новое ресурсосберегающее направление [33], реализация которого даст возможность повысить эффективность использования техники и оборудования, находящихся в реальных условиях эксплуатации. В результате повышения интервальной надежности, длительность работы изделия совпадает с общим временем, которое требуется для выполнения операции. После выполнения операции следуют затраты времени на восстановление работоспособности изделия. В итоге значения интегральной

надежности по первому и второму варианту одинаковы, а интервальная надежность во втором варианте равна 1.

Если добиться такого технического состояния изделий, когда их надежность в заданном интервале совпадает с затратами времени на выполнение операции, то выигрыш товаропроизводителя будет составлять сумму потерь времени на восстановление работоспособности изделия.

Из вышеизложенного следует очень важное правило, которое необходимо реализовать на практике или стремиться к нему. Интервальная надежность изделий, которая состоит из множества подсистем и элементов, должна стремиться к абсолютной ($К_Г = 1$) за счет обеспечения равенства времени безотказной работы изделия фактическому времени выполнения операции с учетом возможностей изделия по производительности, качеству работы и другим показателям.

Для восстановления работоспособности изделия после интенсивного использования и выполнения технологического задания требуется такой интервал или промежуток между следующим заданием, которого было бы необходимо и достаточно, чтобы вернуть прежнюю надежность изделия.

Такую ситуацию достаточно успешно можно реализовать в растениеводстве, где между определенными операциями возделывания культур имеются дополнительные промежутки времени, когда не требуется работа изделий. При этом эти промежутки имеют значительные вариации и это необходимо учитывать в реальных условиях эксплуатации.

Агротехническими сроками, например, устанавливается продолжительность уборки урожая зерновых с учетом возможных потерь из-за биологических особенностей растений, связанных с неравномерностью их созревания. Поэтому и появляется востребованность, чтобы зерноуборочные комбайны могли отрабатывать 100–150 часов без отказа. При этом если техника это может обеспечить, то в этом интервале работы ее надежность фактически абсолютная, т.е. $К_Г = 1$. После выполнения операции по уборке необходимо проводить диагностирование, выявлять и устранять дефекты, неисправности, восстанавливать работоспособность пусть даже в течение 30–40 часов.

В этом случае интегральная, т.е. суммарная надежность по технической составляющей коэффициента готовности, составит $К_Г = 0{,}5–0{,}75$. Низкая надежность в сумме, но интервальный коэффициент $К_Г = 1$, и это не требует дополнительных затрат для реализации операции уборки. Поэтому технологическое задание для данного изделия выполнено, поскольку время безотказной работы совпало с агротехнической продолжительностью, т.е. с той необходимой продолжительностью для выполнения данной операции, и больше не требуется работа изделия и время для ее выполнения.

Правильный подбор возделываемых культур, высокий уровень обслуживания и формирования высокого интервального коэффициента готовности, который определяется равенством времени на выполнение операции и времени безотказной работы изделия – это один из основных путей ресурсосбережения и повышения надежности при производстве, возделывании, уборке, заготовке и хранении продукции в растениеводстве.

При производстве продукции животноводства, которое отличается непрерывностью самих технологических процессов, можно рекомендовать следующие направления повышения надежности:

- подбор оборудования по технической готовности на этапе проектирования или реконструкции;
- полноценное и своевременное обслуживание технологического оборудования и машин;
- постоянный контроль их технического состояния и качества выполнения технологических процессов;
- наличие резервного нагруженного и ненагруженного оборудования;
- запасные и альтернативные источники энергообеспечения;
- другие мероприятия, которые позволят исключить отказ или в значительной степени уменьшить его последствия при производстве продукции животноводства.

Использование высоконадежных изделий заключается в количественной и качественной оценке по уровню их способности стабильно в течение длительного времени выполнять служебные функции, которые присущи этим изделиям. При этом они должны обеспечивать ресурсосбережение и надежность технологического процесса.

Используя разработанную методику инженерного расчета объективной оценки сравниваемых вариантов, можно осуществить не только правильный подбор новых изделий, но и установить критерии модернизации существующих.

3.2 Модели повышения интегральной и интервальной надежности деталей и узлов механических передач

Большинство агрегатов сельскохозяйственных машин являются сложными изделиями, состоящими из сборочных единиц, деталей и сопряжений. Решить задачу повышения надежности можно с помощью метода расчета схемной надежности любой механической системы, в частности, вероятность безотказной работы в любой момент времени определяется как для последовательной структуры независимых подсистем. Исследуемая система представляется в виде структурной схемы, в которой элементы, отказ которых приводит к отказу всей системы, изображаются последовательно, а дополнительные технические или технологические мероприятия, направленные на увеличение вероятности безотказной работы, – параллельно.

Проведенные ранее исследования и анализ литературных источников [66, 101, 102] позволяют заключить, что существенное влияние на надежность приводов оказывают передачи гибкой связью, различающиеся видом тягового элемента.

Подсистема «цепь» представляет собой более сложную сборочную единицу, поэтому в дальнейшем рассмотрим механическую передачу (*МП)* с этим тяговым элементом.

Надежность *МП* с цепным приводом будет зависеть от вероятности безотказности работы (*ВБР*) её подсистем (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 – Исходная структурная схема механической передачи с цепным приводом

Привод включает следующие подсистемы с вероятностью безотказной работы – $P_i(t)$:

$P_1(t)$ – *ВБР* подсистемы «ведущий вал – опоры качения» (*ВВ – О*);

$P_2(t)$ – *ВБР* подсистемы «цепная передача» (*ЦП*);

$P_3(t)$ – *ВБР* подсистемы «натяжное устройство» *(НУ*);

$P_4(t)6$ – *ВБР* подсистемы «вал рабочей машины – опоры качения» (*ВРМ* – О).

Тогда *ВБР МП* определится из выражения

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t). \qquad (3.8)$$

Сложность решения данного выражения заключается в неопределенности значения вероятностей $P_i(t)$. На этапе разработки методов повышения надежности воспользуемся значениями доли влияния элементов на надежность привода (таблица 3.3). При этом за показатель вероятности безотказной работы элемента примем условную величину

$$P_i(t) = 1 - C_i. \qquad (3.9)$$

Подставив в (3.8) и (3.9) значения величин из таблицы 3.3, получим:

$$P(t) = 0{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}943 \cdot 0{,}95 = 0{,}681. \qquad (3.10)$$

Такой показатель вероятности безотказной работы, хотя и является условным, свидетельствует о недостаточной надежности привода.

Для повышения надежности механической передачи необходимо разработать методы повышения вероятности безотказной работы каждой подсистемы, входящей в состав данного уравнения.

Таблица 3.3 – Относительная доля влияния элементов (по рисунку 3.3) на общую надежность привода

№ позиции	Элементы привода (узлы, детали, сопряжения)	Относительная доля влияния
3	Ведущая звездочка цепной передачи	0,0640
14	Натяжная звездочка	0,0573
15	Подшипниковый узел (корпус, вал)	0,0681
7	Жесткая передача (зубчатая)	0,0673
22	Смазка	0,1055
49	Ведомая звездочка	0,0415
50	Внешняя пластина цепи	0,0349
51	Внутренняя пластина цепи	0,0374
52	Валик цепи	0,0556
53	Втулка цепи	0,0515
54	Ролик	0,0556
55	Посадка внешнего кольца подшипника	0,0772
56	Внешнее кольцо подшипника	0,0449
57	Сепаратор	0,0648
58	Тела качения (шарики или ролики)	0,0498
59	Внутреннее кольцо подшипника	0,0440
60	Уплотнение	0,0756

Подсистема ***«ведущий вал – опоры качения»*** (рисунок 3.4) представляет собой последовательное соединение основных её элементов – ведущего вала и двух опор O_1 и O_2.

Вероятность безотказной работы данной подсистемы определится как произведение *ВБР* ее элементов:

$$P_1(t) = P_{BB-O}(t) = P_{O_1}(t) \cdot P_{BB}(t) \cdot P_{O_2}(t), \qquad (3.11)$$

где $P_{BB}(t)$ – *ВБР* ведущего вала;

$P_{O_1}(t)$ и $P_{O_2}(t)$ – *ВБР* соответственно первой и второй опор качения.

Так как вероятность безотказной работы ведущего вала $P_{BB}(t)$ без учета *ВБР* его рабочих поверхностей под опоры качения зависит от механических свойств материала, из которого он изготовлен, то работоспособность данной подсистемы будет в основном определяться вероятностью безотказной работы опор O_1 и O_2.

Элементы «опор качения» данной подсистемы включают в себя (рисунок 3.4): «корпус» (K); соединение «наружное кольцо подшипника – корпус» $(HK-K)$; «внутреннее кольцо подшипника – ведущий вал» $(BK-BB)$; «наружное кольцо подшипника – тела качения» $(HK-TK)$; «внутреннее кольцо подшипника – тела качения» $(BK-TK)$ и «смазка – уплотнение» $(Cм-Уп)$, надежность которых определится выражениями:

$$P_{O_1}(t) = P_{K_1}(t) \cdot P_{HK-K_1}(t) \cdot P_{BK-BB_1}(t) \cdot P_{HK-TK_1}(t) \cdot P_{BK-TK_1}(t) \cdot P_{Cм-Уп_1}(t), \quad (3.12)$$

$$P_{O_2}(t) = P_{K_2}(t) \cdot P_{HK-K_2}(t) \cdot P_{BK-BB_2}(t) \cdot P_{HK-TK_2}(t) \cdot P_{BK-TK_2}(t) \cdot P_{Cм-Уп_2}(t). \quad (3.13)$$

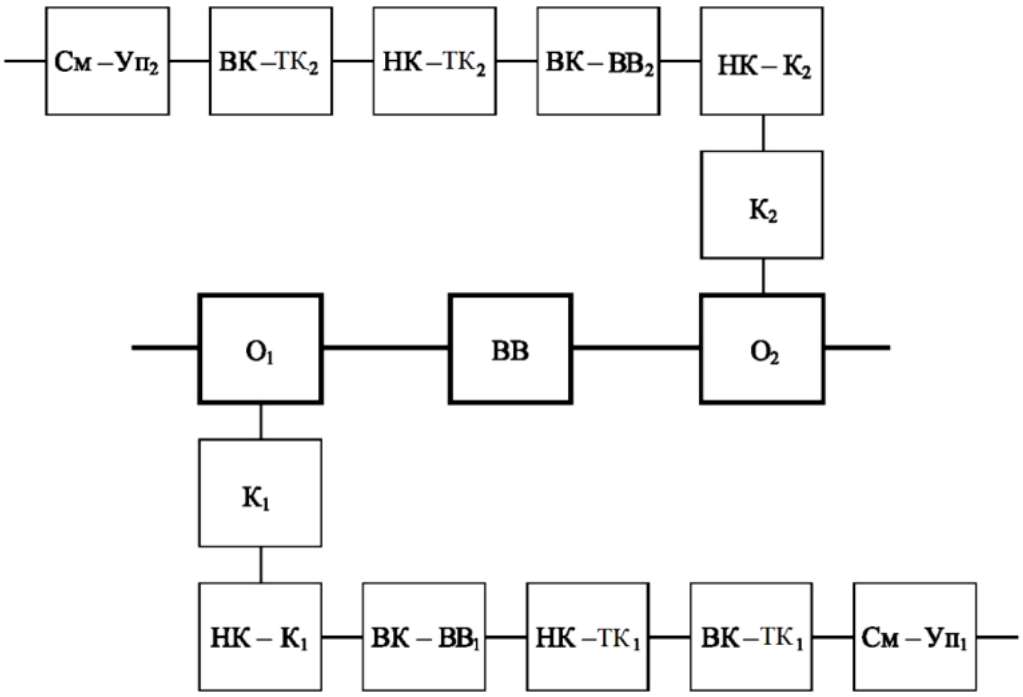


Рисунок 3.4 – Исходная структурная схема подсистемы
«ведущий вал – опоры качения»

Корпусные детали в процессе работы практически не испытывают нагрузок, а выход их из строя, как правило, происходит из-за усталостных разрушений, поэтому примем показатель надежности корпуса опоры равным единице $P_K(t) = 1$. Надежность элемента «смазка – уплотнение» в основном определяется качеством масла. *ВБР* для соединений «корпус – наружное кольцо подшипника» и «внутреннее кольцо подшипника – ведущий вал» определяется не только шероховатостью и отклонением формы поверхностей посадочных мест, но и зазором (натягом) между телами качения подшипника.

Вероятность безотказной работы по данным таблицы 3.4 составит: для сопряжений «корпус – наружное кольцо подшипника» и «внутреннее кольцо подшипника – ведущий вал» $P_{НК-К}(t) = P_{ВК-ВВ}(t) = 0{,}932$; для поверхностей качения $P_{НК-ТК}(t) = P_{ВК-ТК}(t) = 0{,}95$; для смазки и уплотнения $P_{См-Уп} = 0{,}895$.

Тогда вероятность безотказной работы каждой опоры согласно уравнениям (3.12) и (3.13) составит:

$$P_{O_1}(t) = P_{O_2}(t) = 1 \cdot 0{,}932 \cdot 0{,}932 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}895 = 0{,}700, \qquad (3.14)$$

а *ВБР* подсистемы «ведущий вал – опоры качения» равна:

$$P_1(t) = P_{ВВ-О}(t) = 0{,}7 \cdot 1 \cdot 0{,}7 = 0{,}49. \qquad (3.15)$$

Таблица 3.4 – Степень влияния узлов, деталей и сопряжений механического привода на снижение его надежности

№ позиции	Элементы привода (узлы, детали, сопряжения)	Степень снижения надежности
3	Ведущая звездочка цепной передачи	5,8
14	Натяжная звездочка	4,9
15	Подшипниковый узел (корпус)	5,9
7	Жесткая передача (зубчатая)	5,8
22	Смазка	9,1
49	Ведомая звездочка	3,6
50	Внешняя пластина цепи	3,0
51	Внутренняя пластина цепи	3,2
52	Валик цепи	4,8
53	Втулка цепи	4,4
54	Ролик	4,8
55	Посадочное место внешнего кольца подшипника	6,6
56	Внешнее кольцо подшипника	3,9
57	Сепаратор	5,6
58	Тела качения (шарики или ролики)	4,3
59	Внутреннее кольцо подшипника	3,8
60	Уплотнение	6,5

Данное значение показателя является низким для нормального функционирования механического привода, поэтому необходимо разрабатывать меры для повышения надежности опор.

Для повышения надежности опор нами предлагается использовать методы резервирования, представленные на рисунке 2.2, для элементов соединения «наружное кольцо подшипника – тела качения» и «внутреннее кольцо подшипника – тела качения».

Рассмотрим подсистему «***цепная передача***», включающую следующие элементы: ведущая звездочка – *ВЗв*, звенья цепи и ведомая звездочка – *ВедЗв* (рисунок 3.5). Каждое звено цепи содержит следующие детали: пластины – *ПЛ*, которые подразделяются на наружные – *НП* и внутренние – *ВП*; валик – *Вал*; втулку – *ВТ* и ролик – *Р*.

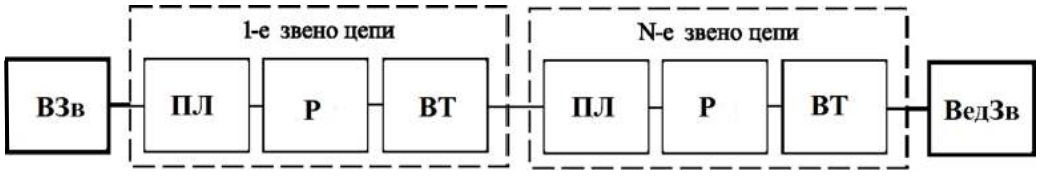


Рисунок 3.5 – Исходная структурная схема подсистемы «цепная передача»

Основным элементом, входящим в состав цепной передачи и определяющим её надежность, является «цепь», которая представляет собой последовательность элементов.

Вероятность безотказной работы её также будет определяться произведением *ВБР* её элементов:

$$P_2(t) = P_{ЦП}(t) = P_{ВЗв}(t) \cdot P^N_{ЗВЦП}(t) \cdot P_{ВедЗвЦП}(t), \qquad (3.16)$$

где N – количество звеньев цепи, шт.

Надежность элементов данной подсистемы, главным образом, будет определяться наличием смазки в зоне контакта рабочих поверхностей. Так как в приводах сельскохозяйственных машин смазка цепи осуществляется периодическим способом, а её работа, как правило, происходит в условиях содержания в воздухе большого количества абразивных частиц, то это в конечном итоге приводит к их налипанию на поверхности деталей. Следовательно, существующая система смазки является неэффективной. Поэтому для повышения надежности подсистемы «цепная передача» необходимо разрабатывать мероприятия по улучшению качества смазывания рабочих поверхностей звеньев цепи, ведущей и ведомой звездочек, обеспечив тем самым повышение надежности всех деталей цепной передачи через смазку.

Аналогично выполняется анализ надежности подсистемы механического привода ***«натяжное устройство»***, структурную схему которой можно представить как последовательное соединение следующих элементов (рисунок 3.6).

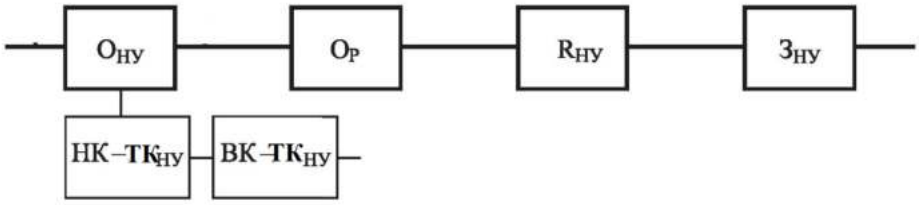


Рисунок 3.6 – Исходная структурная схема подсистемы «натяжное устройство»

Подсистема «натяжное устройство» представляет собой последовательное соединение элементов: опоры качения $O_{НУ}$, оси $O_Р$, рычага $R_{НУ}$ и звездочки $З_{НУ}$.

Вероятность безотказной работы данной подсистемы будет также определяться произведением *ВБР* её элементов:

$$P_З(t) = P_{НУ}(t) = P_{O_{НУ}}(t) \cdot P_{O_Р}(t) \cdot P_{R_{НУ}}(t) \cdot P_{З_{НУ}}(t). \qquad (3.17)$$

Элемент «рычаг» в процессе работы практически не испытывает нагрузки, поэтому значение его надежности можно принять равным единице. В свою очередь, надежность элементов «звездочка» и «ось» в основном зависит от физико-механических свойств их рабочих поверхностей и обеспечения стабильной смазки цепной передачи. Следовательно, надежное функционирование данной подсистемы будет определяться вероятностью безотказной работы опоры $O_{НУ}$ и *ВБР* элементов натяжного устройства оси $O_{Р}$ и звездочки $З_{НУ}$, которая, в свою очередь, будет зависеть от разработанных мероприятий по улучшению качества смазывания рабочих поверхностей звеньев цепной передачи.

С учетом анализа подсистемы «ведущий вал – опоры качения» примем, что для повышения надежности подшипниковых узлов натяжного устройства воспользуемся также методами резервирования.

Подсистема ***«вал рабочей машины – опоры качения»*** имеет такую же компоновку, как и подсистема *ВВ-О* (рисунок 3.4) и включает в себя две опоры качения O_1' и O_2' и ведущий вал рабочей машины.

На основании анализа подсистемы «ведущий вал – опоры качения» для повышения вероятности безотказной работы для подсистемы *ВРМ-О* следует проводить аналогичные мероприятия с учетом методов резервирования элементов механических передач.

Предложенный метод анализа надежности механических систем на основе экспертных оценок и построения структурных моделей может оказаться полезным на этапах проектирования машин сельскохозяйственного назначения и их технического сервиса в процессе эксплуатации.

4 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИН ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ОБСЛУЖИВАНИЯ

4.1 Повышение надежности узлов крепления

Для постоянного поддержания машин в работоспособном состоянии путем технического обслуживания и ремонтных воздействий к машине прикладывается комплект ЗИП [9]. В большинстве случаев инструмент, прикладываемый в комплект ЗИП, не позволяет контролировать момент затяжки узлов крепления при ремонте и техническом обслуживании машины в процессе эксплуатации, что приводит к отказам машины из-за несоответствия фактического и нормируемого моментов затяжки узлов крепления.

Проверка качества затяжки инструментом из комплекта ЗИП нами проводилась на примере двух распространенных типоразмеров узлов крепления М8 и М14 с размерами под ключ 14 и 27. Затяжка гайки проводится оператором с помощью соответствующего рожкового ключа из комплекта ЗИП.

Операторы подбираются из числа опытных механизаторов со стажем работы не менее двух и более лет. Задача оператора – производить затяжку установленного узла крепления с усилием, которое он считает необходимым, исходя из своего опыта работы.

Сравнивая результаты замеров с рекомендуемыми диапазонами нормируемых моментов, получим для М14 только в 9% случаев нормируемую затяжку, для М8 от себя – 29% и на себя – 28%. При этом для М8 имеет место в основном перетяжка, а для М14 – недотяжка. Коэффициент вариации результатов замеров в пределах 0,17–0,33.

Для повышения качества затяжки существующим в комплекте ЗИП инструментом необходимо производить обучение операторов нормируемому моменту или включить динамометрический инструмент и приспособления для контроля момента затяжки. Проведенные нами исследования показали, что применение динамометрического инструмента повышает надежность узлов крепления в два и более раз.

4.2 Повышение ресурса подшипников с закрепительной втулкой

Одним из наиболее распространенных узлов любой машины являются подшипники. Применение на машинах (особенно сельскохозяйственных) недостаточно эффективных уплотнений приводит к ускоренному абразивному износу и замене подшипника из-за увеличения люфта.

На комбайнах и других машинах применяются подшипники с закрепительной втулкой. Например, на комбайне СК-5 «Нива» установлено 42 таких подшипника, на СК-5 «Колос» – 47. Применение для крепления подшипника конической разрезной втулки позволяет за счет различной затяжки крепящей гайки изменять величину люфта подшипника.

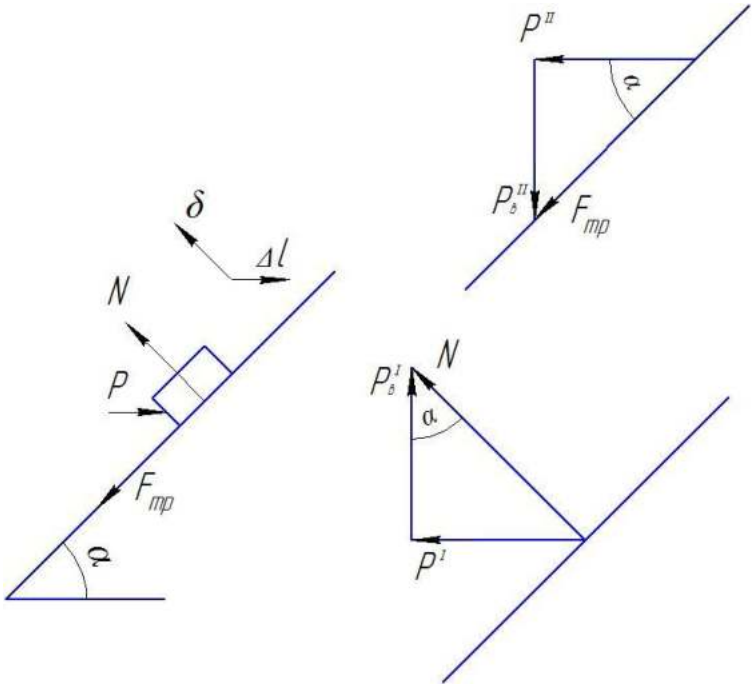
Проверка этого предположения была произведена на подшипниках зерновых комбайнов с различной наработкой. Замер люфта подшипника на ком-

байне производился с помощью приспособления, включающего две индикаторные головки, ножки которых устанавливались на вал и обойму подшипника. О величине люфта судят по разности показаний индикаторов при приложении усилия к валу в одну и другую сторону.

Из результата эксперимента следует, что при увеличении затяжки гайки относительно нормальной на 60º уменьшается люфт подшипника примерно в два раза. Таким образом, можно уменьшить люфт подшипника и вывести его из выбраковочного размера.

Исследуем динамику нагружения при перетяжке гайки и прочностные характеристики подшипникового узла, включая резьбу закрепительной втулки и внутреннюю обойму подшипника.

При проведении расчетов сделаем допущения: считаем, что затяжка гайки конуса не вызывает деформации разрезной втулки, резьбы гайки и втулки и изменения размеров сечения внутренней обоймы подшипника. Принятые допущения не снижают качества полученных в результате расчетов прочностных характеристик ввиду весьма незначительных величин допущений.



α – половина угла конуса разрезной втулки крепления, $\alpha = 4{,}67^{o}$;
P – усилие, передаваемое обойме подшипника при затяжке гайки;
$F_{тр}$ – сила трения при перемещении обоймы подшипника по конической втулке;
N – сила, действующая на обойму подшипника;
δ – перемещение обоймы подшипника параллельно нормальной силе при деформации;
Δl – перемещение обоймы подшипника вдоль силы P

Рисунок 4.1 – Схема нагружения обоймы подшипника при затяжке гайки крепления

Рассмотрим схему нагружения деталей подшипникового узла при затяжке гайки крепления подшипника на конической втулке (рисунок 4.1).

Рассмотрим возможность перетяжки гайки крепления из условия растяжения обоймы подшипника в пределах упругости.

При повороте гайки крепления обоймы подшипника обойма будет перемещаться на величину

$$\Delta l = \frac{\psi t}{360}, \tag{4.1}$$

где ψ – угол затяжки гайки крепления с момента начала растяжения внутренней обоймы подшипника, град.;

t – шаг резьбы, мм.

$$\delta = \Delta l \cdot \sin\alpha = \frac{\psi t \cdot \sin\alpha}{360}. \tag{4.2}$$

Диаметр внутренней обоймы подшипника при этом увеличивается на 2δ.

Удлинение внутренней обоймы подшипника:

$$\Delta = \pi(D + 2\delta) - \pi D = 2\pi \frac{\psi t \cdot \sin\alpha}{360}. \tag{4.3}$$

Усилие, требуемое для этого удлинения,

$$F = \frac{ES\Delta}{l}, \tag{4.4}$$

где E – модуль упругости, для легированной стали $E = 2{,}1 \cdot 10^6 кг/см^2$;

S – площадь сечения обоймы подшипника, мм^2;

l – длина окружности обоймы подшипника, мм.

Таблица 4.1 – Люфт подшипника 168026 С17 правой опоры заднего контрпривода комбайна СК-5 «Нива» при различной затяжке крепящей гайки, мм

Затяжка гайки	Эксплуатация комбайна, лет		
	0	1	2
Полностью отпущена	0,09	0,15	0,35
Номинальная затяжка (начало отсчета, 0º)	0,08	0,13	0,32
Поворот гайки на 45º	0,05	0,11	0,20
Поворот гайки на 60º	0,04	0,07	0,15
Поворот гайки на 90º	0,04	0,06	0,12

При растяжении обоймы в пределах упругости необходимо, чтобы возникаемые напряжения были меньше напряжения текучести для материала подшипника (сталь ШХ-15).

$$\sigma = \frac{F}{S} < \sigma_{тек}. \tag{4.5}$$

Отсюда допустимый угол затяжки из условия упругости обоймы подшипника

$$\psi_n < \frac{360\sigma_{тек} \cdot l}{2\pi t \cdot \sin\alpha E}. \tag{4.6}$$

В приведенной формуле для различных подшипников будут изменяться длина обоймы и шаг резьбы. Для многих подшипников, устанавливаемых на машинах комплекса, шаг резьбы равен 1,5 мм. Увеличение диаметра обоймы подшипника, а следовательно, и длины развертки обоймы подшипника увеличивает допустимый угол поворота гайки крепления.

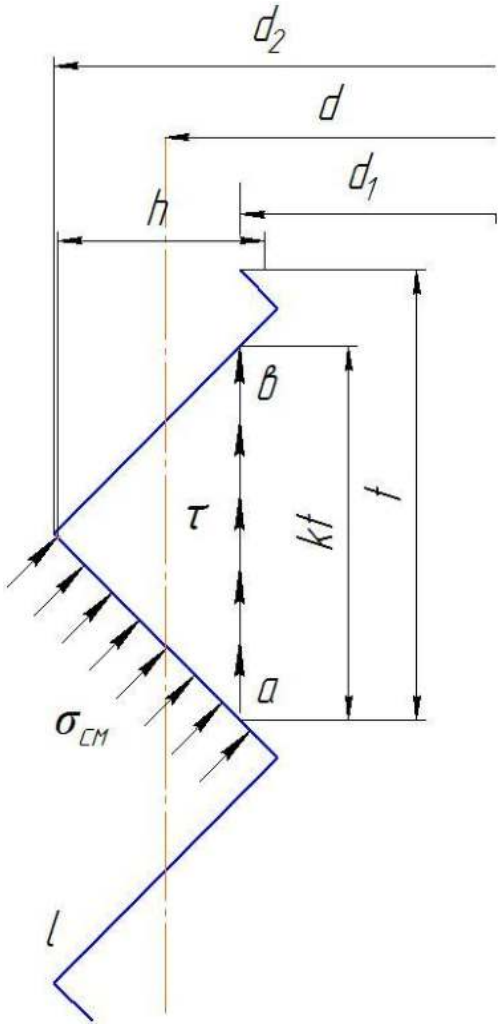


Рисунок 4.2 – Схема нагружения резьбы

Таблица 4.2 – Допустимый угол затяжки гайки крепления в пределах упругости обоймы подшипника ($\sigma_{тек} = 38$ кг/мм^2)

Подшипник	t, мм	ψ_n^0
1680204С$_{17}$	1,5	87
1680205С$_{17}$	1,5	95
1680206С$_{17}$	1,5	112
1680207С$_{17}$	1,5	117
11312К	2	147

Теперь необходимо произвести проверку резьбы втулки и гайки на срез и смятие при затяжке гайки крепления.

Условие прочности резьбы по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} = \frac{P}{\pi dhZ} \le [\sigma_{см}], \qquad (4.7)$$

где P – осевая сила, действующая на резьбу, Н;

$F_{см}$ – площадь смятия, мм^2;

d – диаметр втулки по середине контактирующей части резьбы, мм (рисунок 4.2);

h – высота контактирующей части резьбы, мм, $h = Kt\sin 60^\circ$;

Z – число витков резьбы гайки, шт., $Z = \frac{H}{t}$;

H – высота гайки.

Условие прочности резьбы по напряжениям среза:

$\tau = \frac{P}{\pi d_1 KH} \le [\tau]$ для винта;

$\tau = \frac{P}{\pi d_2 KH} \le [\tau]$ для гайки,

где d_1 – наименьший диаметр контактирующей поверхности резьбы, мм;

d_2 – наибольший диаметр контактирующей поверхности резьбы, мм;

K – коэффициент, учитывающий тип резьбы, для треугольной резьбы $K \cong 0{,}8$.

Наиболее опасными будут напряжения, допускающие меньшую осевую нагрузку.

$P_{(см)} \le [\sigma_{см}]\pi dhZ$,

$P_{(ср.в)} \le [\tau]\pi d_1 KH$,

$P_{(ср.г.)} \le [\tau]\pi d_2 KH$.

Учитывая, что $d_1 < d_2$ и $[\tau] << [\sigma_{см}]$, получаем, что наиболее опасными будут напряжения среза резьбы втулки как наиболее слабого звена.

Определим возможный угол поворота гайки из условия прочности резьбы втулки.

Усилие, действующее на резьбу, зависит от величины перемещения подшипника и от угла поворота гайки крепления. Определим их взаимосвязь.

Перемещение обоймы подшипника из условия поворота гайки (4.1) и геометрических параметров:

$$\Delta l = \frac{\Delta d}{2tq \cdot \alpha},$$

$$\Delta l = \frac{\psi t}{360},$$

где Δd – изменение диаметра обоймы подшипника при ее перемещении по конической втулке, мм.

Отсюда
$$\psi = \frac{\Delta d \cdot 360}{2tq\alpha t}. \qquad (4.8)$$

Из рисунка 4.1
$$N = \frac{P}{\left(f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha\right)}. \qquad (4.9)$$

Из условия запрессовки

$$N = P_{max}\pi DB, \qquad (4.10)$$

где P_{max} – удельное давление на вал после запрессовки, Н/мм^2;

D – ширина обоймы подшипника, мм.

$$P_{max} = \frac{\Delta d - 1{,}2\left(R_{ZD} + R_{Zd}\right)}{D\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)},$$

где $\Delta d = d_з - d_0$ – натяг, мм;

d_3 – диаметр обоймы подшипника после затяжки гайки, мм;

d_0 – диаметр обоймы подшипника до затяжки гайки, мм;

R_{ZD} – шероховатость посадочной поверхности обоймы подшипника, мм;

R_{Zd} – шероховатость посадочной поверхности закрепительной втулки, мм;

D – номинальный диаметр закрепительной втулки, мм;

C_D – коэффициент Ляме для подшипника;

C_d – коэффициент Ляме для вала;

E_D – модуль упругости материала подшипника, Н/мм^2;

E_d – модуль упругости материала вала, Н/мм^2.

Отсюда

$$\Delta d = P_{max}\left[D\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \right] + 1{,}2\left(R_{ZD} + R_{Zd} \right). \qquad (4.11)$$

Из формул (4.9) и (4.10)

$$P_{max} = \frac{P}{\pi DB\left(f\cos\alpha + \sin\alpha \right)},$$

$$\Delta d = \frac{P}{\pi B\left(f\cos\alpha + \sin\alpha \right)}\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + 1{,}2\left(R_{ZD} + R_{Zd} \right). \qquad (4.12)$$

Полученную величину изменения диаметра при приложении усилия, допустимого из условия среза резьбы втулки, подставим в формулу (4.8), получим допустимый угол поворота гайки.

$$\psi_{рв} = \frac{360}{2t^2 q\alpha}\left[\frac{P_{ср.в}\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}{\pi B\left(f\cos\alpha + \sin\alpha \right)} + 1{,}2\left(R_{ZD} + R_{Zd} \right) \right]. \qquad (4.13)$$

Для примера в таблице 4.3 приведены допустимые углы затяжки.

Таблица 4.3 – Допустимый угол затяжки гайки крепления из условия прочности на срез резьбы втулки

Подшипник	$P_{ср.в}$, кН	В, мм	$\psi^0_{рв}$
1680204 $С_{17}$	27	17	123
1680205 $С_{17}$	33	18	140
1680206 $С_{17}$	39	20	149
1680207 $С_{17}$	45	21	163
11312 К	102	33	175

Для определения возможности перетяжки гайки крепления необходимо сравнить допустимые углы затяжки с нормируемым моментом затяжки.

Нормируемый момент затяжки взят из технических условий сборки на ПО «Ростсельмаш» (таблица 4.3).

Момент затяжки определяется по формуле

$$M_з = P_з\left[r_{ср} + t_o\left(\alpha + \rho \right) + \frac{\mu}{3}\cdot\frac{D_H^3 - D_в^3}{D_H^2 - D_в^2} \right], \qquad (4.14)$$

где $r_{ср}$ – средний радиус резьбы, мм;

α – угол подъема резьбы, 4,3º;

ρ – угол трения в резьбе (10–12º);

μ – коэффициент трения на опорном торце гайки или винта (0,12–0,16);

D_H – наружный диаметр опорного торца гайки или винта, мм;

$D_в$ – диаметр отверстия на проход винта, мм;

$P_з$ – сила затяжки, Н, в нашем случае принимаем равнодействующей на резьбу.

Зная нормируемый момент затяжки, предельный угол затяжки из условия прочности резьбы вала и определив предельный момент затяжки из условия прочности резьбы, находим угол затяжки гайки при наибольшем нормируемом моменте.

Расчеты производятся в области упругих деформаций обоймы подшипника, при этом изменение угла затяжки и момента затяжки находится в прямой зависимости.

$$\psi_H = \frac{M_H}{M_{рп}} \psi_{рв}, \tag{4.15}$$

где M_H – нормируемый момент затяжки гайки, Нм;

$M_{рп}$ – предельный момент затяжки гайки из условия прочности резьбы, Нм.

Допустимый угол поворота гайки после нормируемой затяжки

$$\psi_{пер} = \psi_п - \psi_H. \tag{4.16}$$

Результаты расчетов по наиболее распространенным подшипникам приведены в таблице 4.4.

По результатам эксперимента (таблица 4.1) следует, что поворот гайки после нормируемой затяжки на 60º уменьшает люфт подшипника вдвое. Возможность поворота гайки на такую величину подтверждается расчетами (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Допустимый угол перетяжки гайки крепления подшипника

Подшипник	$M_{рп}$, Нм	M_H, Нм	ψ_H^o	$\psi_{пер}^o$
1680204 $С_{17}$	380	80…90	29	58
1680205 $С_{17}$	550	10…100	25	70
1680206 $С_{17}$	720	130…150	31	81
1680207 $С_{17}$	1000	140…160	26	91
11312 К	3680	320…350	17	130

4.3 Оптимизация периодичности обслуживания на примере подшипникового узла

Одним из распространенных узлов на машинах является подшипниковый узел. Периодическая его смазка увеличивает объем обслуживания, а необходимость замены при износе – стоимость ремонтных работ. Подшипники сельскохозяйственных машин заменяются в большинстве случаев при увеличении люфта больше допустимой величины, являющегося следствием абразивного износа. Различные конструкции уплотнений неодинаково предохраняют подшипники от проникновения абразива в смазку и поразному влияют на скорость изнашивания подшипников, а следовательно, и на рациональную периодичность обслуживания.

Механические примеси, загрязняющие консистентные смазки, обычно содержат абразивные вещества и вызывают повышенный износ смазываемых поверхностей. Величина износа зависит от природы, концентрации и размеров частиц примесей. Установлено, что увеличение концентрации кварцевой пыли в смазке вызывает линейное увеличение износа подшипника качения. Следует ожидать, что повышение процента механических примесей в смазке приведет к увеличению абразива, что способствует ускорению износа подшипников. Ускорение износа подшипников в свою очередь повышает скорость нагрева подшипников, следовательно, повышение абразива в смазке и ухудшение состояния подшипников можно установить по нагреву. То есть, если по конкретному узлу через определенный промежуток времени работы t температура подшипника будет больше допустимой $T^{o}_{\partial on}$, следовательно, необходимо менять или смазку, или подшипник.

Поскольку время, затрачиваемое на техническое обслуживание, является непроизводительным с точки зрения использования техники, очевидна необходимость оптимизации режимов обслуживания.

Ресурс подшипника во многом зависит от загрязненности смазки, которая, в свою очередь, зависит от условий работы, качества уплотнений, периодичности смазки. Для конкретных узлов качество уплотнения определено конструкцией, условия работы – местом расположения узла и назначением машины, т.е. в условиях эксплуатации изменить загрязненность смазки можно за счет изменения периодичности обслуживания узла.

Оптимальное допустимое отклонение параметра технического состояния рассчитывается по минимуму издержек, связанных с устранением последствий отказа при разрушении узла и с его предупредительной заменой.

Расчет производится в следующей последовательности: определяется предельное отклонение параметра технического состояния; рассчитываются издержки, связанные с предупредительным восстановлением узла (C_f) и устранением последствий его отказа в эксплуатации *(A)*; нормируются исходные данные, с использованием разработок В.М. Михлина определяется оптимальное допустимое значение параметра технического состояния.

В качестве критерия при определении оптимальной периодичности предупредительного технического обслуживания принят минимум издержек, связанных с эксплуатацией сопряжений. Целевая функция удельных дискретных издержек имеет вид

$$C(D) = \min_{0 \le D \le U_n} \left\{ \frac{A Q_{(D)}}{t_{\phi(D)}} + \frac{C_f \left[1 - Q_{(D)} \right]}{t_{\phi(D)}} \right\}, \tag{4.17}$$

где U_n – предельное отклонение параметра технического состояния;

$Q_{(D)}$ – вероятность отказа элемента в зависимости от значения допустимого отклонения контролируемого параметра;

$t_{\phi(D)}$ – средний фактический используемый ресурс.

Величины $Q_{(D)}$ и $t_{\phi(D)}$ принимаются в зависимости от значений допустимого отклонения контролируемого параметра. Первое слагаемое в формуле характеризует удельные дискретные издержки, связанные с устранением отказа, а второе слагаемое характеризует удельные дискретные издержки, связанные с техническим обслуживанием.

Решение функции с использованием статистических и нормативных данных позволяет установить оптимальную периодичность обслуживания узла.

4.4 Обоснование периодичности смазки на примере подшипникового узла комбайна

Поскольку время, затрачиваемое на техническое обслуживание, является непроизводительным с точки зрения использования техники, очевидна необходимость оптимизации режимов обслуживания.

Рассмотрим на примере обоснования периодичности смазки подшипниковых узлов барабана молотилки комбайна СК-5 «Нива» [10].

В общем виде процесс динамики технического состояния сборной единицы, узла или детали сборочной единицы лучше всего описывается совокупностью кривых [36]:

$$U(t) = V_c f(t), \tag{4.18}$$

где $U(t)$ – изменение параметра состояния элемента;

V_c – случайная величина, отражающая скорость изменения параметра, характеризующего техническое состояние исследуемого объекта;

$f(t)$ – неслучайная (детерминированная) функция.

На практике значение V_c непостоянно в каждой реализации. Это объясняется тем, что на скорость изменения параметра технического состояния машины, наряду с индивидуальными свойствами исследуемого элемента, влияет нарушение регулировки и степень изношенности соседних (сопряженных) элементов. Исходя из этого можно предположить, что учёт в аппроксимирующей функции влияния соседних элементов позволит при незначительном усложнении расчетов повысить точность прогнозирования, а также рассчитать оптимальный режим технического обслуживания. В качестве

такого фактора при рассмотрении изнашивания подшипниковых узлов молотильного барабана принята степень загрязненности смазки в корпусах подшипниковых опор.

Расчет режима смазки подшипниковых узлов включает в себя определение показателей аппроксимирующих функций, среднего фактического ресурса подшипников в зависимости от загрязнения смазки, рациональных допустимых износов подшипников в зависимости от загрязнения смазки, экономических показателей, характеризующих техническое обслуживание и ремонт, периодичности смазки.

При проведении расчетов по оптимизации режимов смазки подшипниковых узлов молотильного барабана бал собран статистический материал по износам подшипников и содержанию механических примесей в смазке в зависимости от наработки. Наблюдение проводилось за 25 зерноуборочными комбайнами СК-5 «Нива» в условиях рядовой эксплуатации. Во время наблюдений подшипники опор молотильного барабана не смазывались. Полученная информация представлена в таблице 4.5.

По полученным данным строятся зависимости изменения загрязненности и износа подшипников молотильного барабана от наработки (рисунок 4.3). Из графиков видно, что загрязненность смазки связана с наработкой прямо пропорциональной зависимостью.

Таблица 4.5 – Характеристика технического состояния подшипников молотильного барабана (в числителе – правый, в знаменателе – левый)

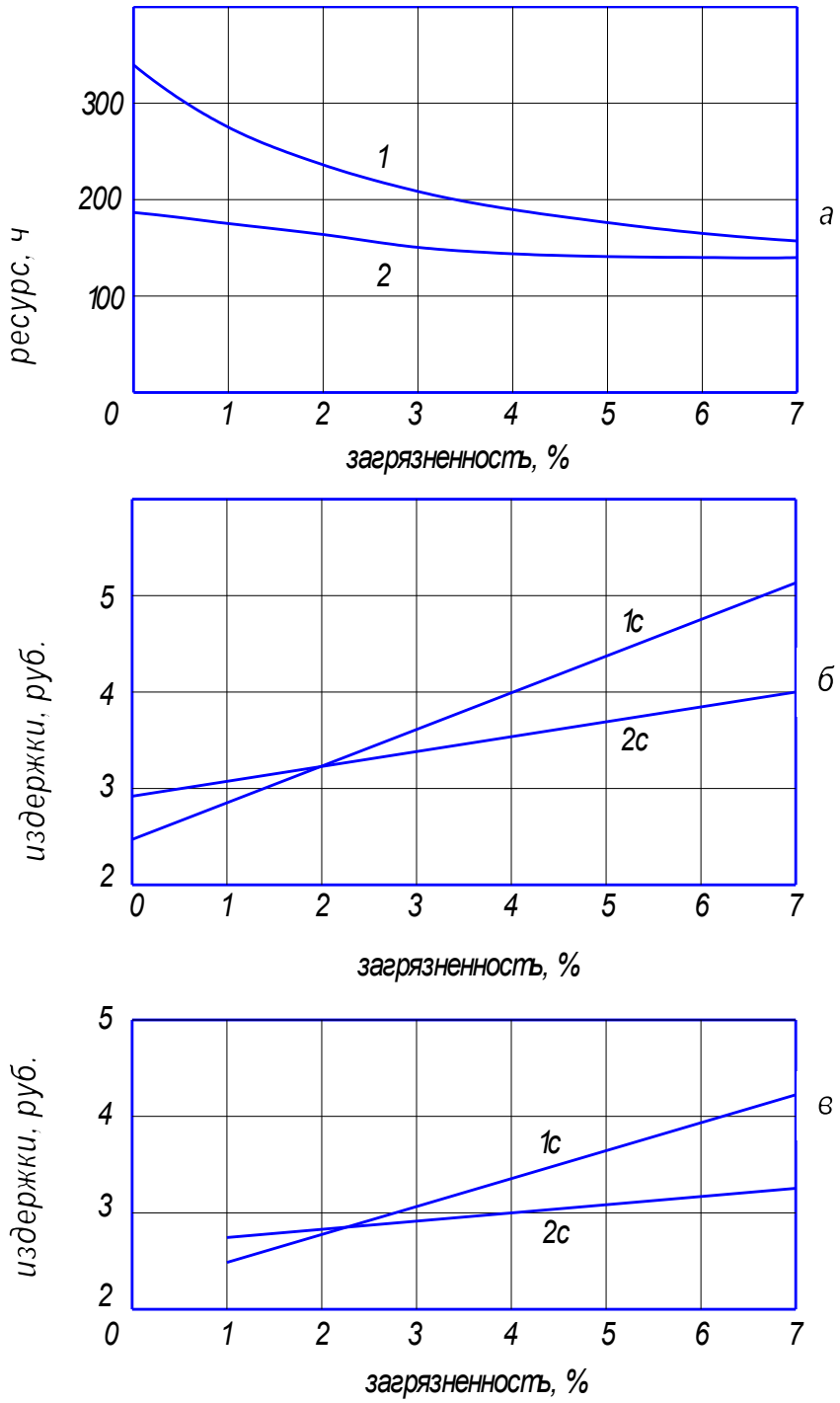
Наработка, ч	Содержание примесей в смазке, %	Зазор, мкм	Коэффициент вариации
44	2,14/2,33	9/8	0,38/0,50
75	3,17/3,26	11/13	0,35/0,30
91	4,41/4,57	16/18	0,16/0,27
106	5,57/5,98	19/23	0,19/0,23
122	7,17/7,33	24/32	0,20/0,22

Если предположить, что загрязненность связана с показателем, характеризующим скорость изменения параметров технического состояния (в данном случае со скоростью V_c изменения зазора в подшипниках) также линейной зависимостью, то можно записать:

$$V_c = V_k \varphi(t), \tag{4.19}$$

где V_k – случайная величина;

$\varphi(t)$ – линейная функция, характеризующая скорость изнашивания подшипников в зависимости от загрязненности смазки.



а – изменения среднего фактического ресурса подшипников правого (1) и левого (2); *б, в* – удельных дискретных издержек по эксплуатации правого (а) и левого (б) подшипников;
1 с – смазка в процессе эксплуатации не возобновлялась;
2 с – смазка возобновлялась

Рисунок 4.3 – Зависимости ресурса и удельных издержек от загрязнения смазки

Таким образом, выражение V_c представляет собой случайную элементарную функцию скорости изменения параметра состояния. При $V_c = V_k$ и загрязненности, равной нулю, функция $\varphi(t)$=1. Такому условию удовлетворяет функция вида

$$V_c = V_k(1 + Mt), \tag{4.20}$$

где M – коэффициент, характеризующий скорость роста загрязненности смазки в подшипниках опор.

Аппроксимирующая функция в этом случае имеет вид:

$$U(t) = V_k(1 + Mt)t^{\alpha} + U_1, \tag{4.21}$$

где U_1 – показатель, характеризующий участок приработки элемента (в данном случае подшипников опор молотильного барабана);

α – показатель степени функции изменения параметра технического состояния, характеризующий кривизну аппроксимирующей функции.

При расчетах принимали, что изменение параметра состояния (износ подшипников) происходит по гладкой кривой, т.е. не учитывается возможное случайное отклонение от сглаженной кривой. Для наглядной демонстрации преимуществ аппроксимирующей функции (U) по сравнению с обычной степенной функцией вида $U(t) = V_c t^{\alpha} + U_1$ расчет производили с учетом обеих функций. При расчетах индексом 1 обозначаем характеристики правого подшипника, а индексом 2 – левого.

Для упрощения расчетов, при определении постоянных принимаем, что изменение загрязненности смазки в подшипниках происходит линейно и может быть выражено соотношением $P - Пt$, где $П$ – показатель, характеризующий скорость изменения загрязненности и численно равен тангенсу угла наклона прямой на рисунке 4.3. Коэффициент вариации, характеризующий степень рассеивания экспериментальных данных относительно теоретической прямой по исследуемым подшипникам, равен в среднем 0,36, что вполне допустимо для практических расчетов. Следовательно, принятый вид функции можно считать верным.

Показатели аппроксимирующей функции определены по полученным данным.

Правый подшипник: $U_1 = 8{,}9 \cdot 10^{-3}, V_o = 2{,}9 \cdot 10^{-7}, \alpha = 2{,}63.$

Левый подшипник: $U_1 = 7{,}8 \cdot 10^{-3}, V_o = 1{,}2 \cdot 10^{-12}, \alpha = 4{,}81.$

Для отыскания M и V_k весь диапазон встречающихся концентраций абразива в смазке сгруппирован в ряды 0-3, 3-5 и более 5%. Принимая, что показатель α остается постоянным и не зависит от концентрации абразива в смазке, рассчитываем V_o для каждого интервала отдельно. Результаты стати-

стической обработки скорости изменения параметра, характеризующего техническое состояние с учетом и без учета случайного эксплуатационного фактора (загрязненности), приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Характеристика точности аппроксимирующих функций

Подшипник	V_k^{cp}	V_o	σ_{vk}	V_{vc}	V_k	V_c	θ
Правый	$2{,}6 \cdot 10^{-8}$	$2{,}9 \cdot 10^{-8}$	$7 \cdot 10^{-9}$	$1{,}04 \cdot 10^{-8}$	0,26	0,36	27
Левый	$6 \cdot 10^{-12}$	$1{,}2 \cdot 10^{-11}$	$7 \cdot 10^{-13}$	$3 \cdot 10^{-12}$	0,12	0,25	30

где V_k^{cp} – средняя скорость изменения зазора в подшипниках при загрязненности смазки, равной нулю, мм/ч:

V_o – среднее значение величины V_{ci};

σV_k – среднеквадратическое отклонение V_{ki} от среднего значения V_k;

σV_c – среднеквадратическое отклонение V_{ci} от среднего значения V_c;

V_c, V_k – коэффициенты вариации величин V_c и V_k;

θ – процент снижения коэффициента вариации V_k по отношению к V_c.

Среднее значение θ по исследуемым подшипникам 28%. Таким образом, учёт в аппроксимирующей функции подшипников фактора загрязненности смазки позволил значительно уменьшить погрешность расчетов. Графики изменения V_c от наработки представлены на рисунке 4.3.

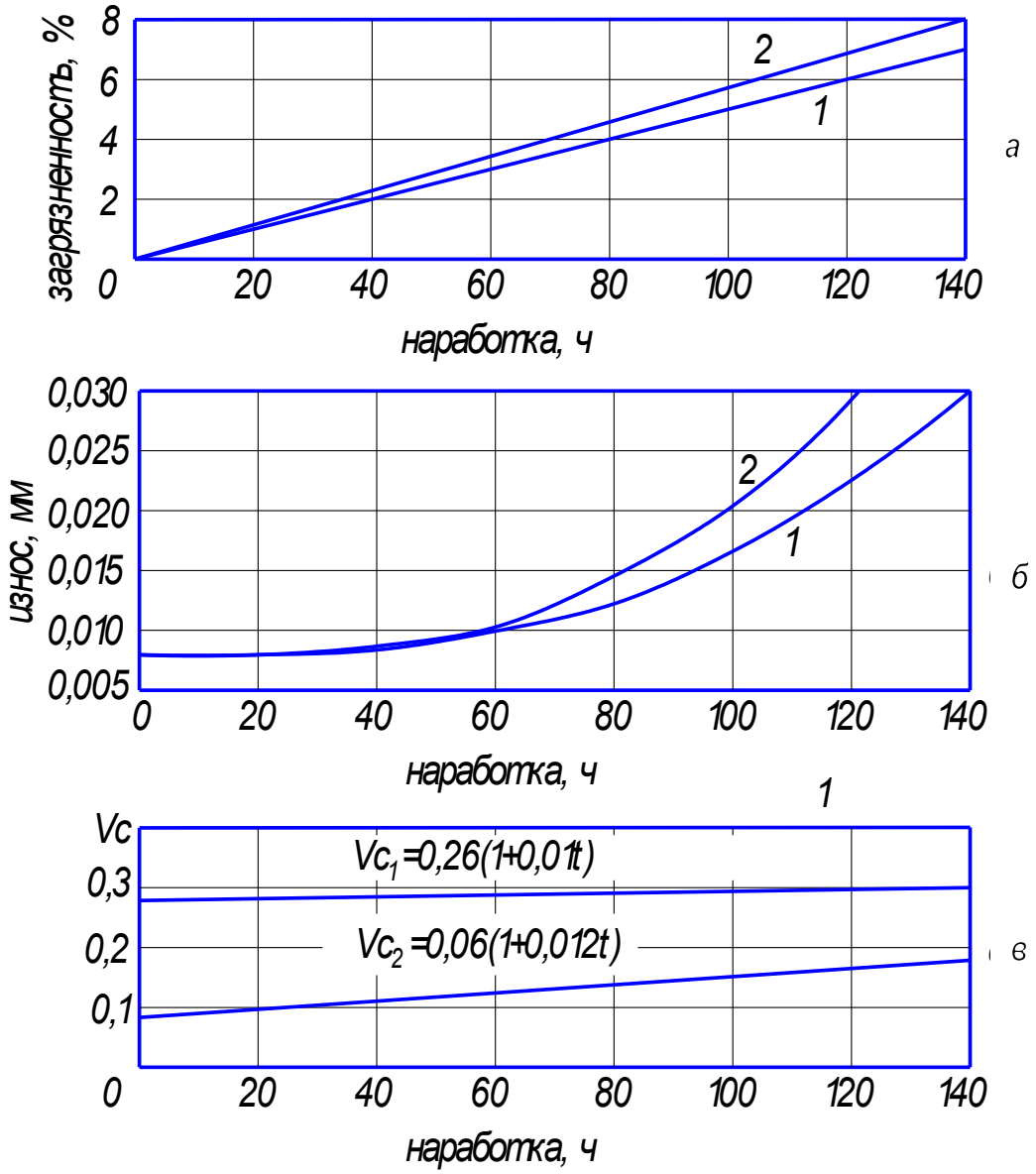
Средний фактический ресурс подшипников находится на основе анализа плотности распределения ресурса при фиксированном предельном значении отклонения параметра состояния и рассчитывается по формуле

$$t_{cp} = K\sqrt{\frac{U_n}{V_o}}, \qquad (4.22)$$

где U_n – предельный износ подшипников, равный 0,3 мм;

K – коэффициент перехода от изменения параметра состояния к радиусу.

Коэффициент K зависит от величины α и коэффициента вариации U_n. Используя теорему преобразования случайных величин, рассчитываем U_n, а затем по графикам методики [36] определяем величину K. Результаты расчетов заносим в таблицу 4.7.



1 – правого, 2 – левого:
а – загрязненности смазки; *б* – износа подшипников;
в – коэффициента V_c

Рисунок 4.4 – Зависимости загрязненности, износа и коэффициента V_c от наработки подшипников комбайна

Полученные зависимости среднего фактического ресурса от наработки представлены на рисунке 4.4. Из полученной зависимости следует, что загрязнение смазки подшипников в 4%, которое наступает уже после 80–90 ч работы, способно снизить ресурс подшипниковых узлов молотильного барабана в 1,5–2 раза. Таким образом, предлагаемый подход позволяет оценивать степень влияния учитываемого в расчетах фактора (загрязненность смазки) на долговечность элемента (подшипника).

Таблица 4.7 – Расчетные показатели подшипников

Показатель	Загрязненность смазки, %					
	0–3		3–5		Более 5	
	Правый	Левый	Правый	Левый	Правый	Левый
V_n	0,38	0,50	0,38	0,28	0,20	0,22
K	1,10	1,12	1,04	1,03	1,02	1,03
$t_{ср}$,ч	2564	170	164	150	150	150

Оптимальное допустимое отклонение параметра технического состояния, согласно ГОСТ 21571–76, рассчитывается по минимуму издержек, связанных с устранением последствий отказа при разрушении узлов и с его предупредительной заменой. Расчет производился в следующей последовательности: определение предельного отклонения параметра технического состояния; расчет издержек, связанных с предупредительным восстановлением узла (С) и устранением последствий его отказа в эксплуатации (А); нормирование исходных данных по формулам $t = t_{ср} / t_m$ и $A_o = A / C$ (здесь $t_{ср}$ – средний технический ресурс; t_m – средняя межконтрольная наработка, в данном случае принята по рекомендации заводской инструкции, равной средней наработке комбайна за сезон); определение по номограмме [36] оптимального, нормированного в долях предельного допустимого отклонения $Д_o$ – параметра технического состояния; определение оптимального допустимого значения параметра технического состояния по формуле

$$П_{доп}^{опт} = П_H + Д_{опт} + U_1, Д_{опт} = Д_o^{опт} \cdot U_n, \qquad (4.23)$$

где $П_H$ и U_n – нормальное значение и предельное отклонение параметра технического состояния.

Расчет по исследуемым подшипникам вели по двум вариантам: в первом случае считали, что смазка подшипников во время эксплуатации не производится, т.е. загрязненность ее не уменьшается: во втором – что загрязненность смазки устранялась при повышении значений на 2, 4, 6, 8, 10% загрязненности. Экономические показатели A и C рассчитывали согласно типовым нормативам на ремонт. Полученные значения показателей приведены в таблице 4.8, индексом 1 отмечены показатели второго варианта.

Результаты расчета оптимального допустимого износа подшипников представлены в таблице 4.9. Индексом 1 отмечены показатели второго варианта.

Таблица 4.8 – Экономическая характеристика эксплуатации подшипников молотильного барабана

Подшипник	Параметры				
	A, руб.	C, руб.	C_1, руб.	A_o	A_{o1}
Правый	4,4	0,5	0,7	24,8	20,8
Левый	5,1	0,5	0,7	28,8	24,0

Таблица 4.9 – Оптимальные допустимые износы подшипников, мм

Подшипник	Параметры				
	0	3	5	7	Более 7
Правый $Д^{опт}$	0,25	0,21	0,17	0,13	0,11
Правый $Д_1^{опт}$	0,25	0,23	0,21	0,15	0,14
Левый $Д^{опт}$	0,22	0,19	0,12	0,10	0,08
Левый $Д_1^{опт}$	0,22	0,21	0,17	0,13	0,11

Примечание: Предельное значение износа – 0,3 мм.

Из полученных данных очевидно, что оптимальный допустимый износ подшипников молотильного барабана в значительной степени зависит от загрязненности смазки и как следствие – от периодичности смазки (обновления смазки). Причем левый подшипник зависит от чистоты смазки в большей степени, как более нагруженный. Сравнительное небольшое различие значений $Д^{опт}$ и $Д_1^{опт}$ одного подшипника объясняется прежде всего сравнительно малой трудоёмкостью работ, связанных с устранением загрязненности смазки подшипников в процессе эксплуатации.

В качестве критерия при определении оптимальной периодичности предупредительного технического обслуживания принят минимум издержек, связанных с эксплуатацией сопряжений (4.17). Поскольку из предыдущего очевидно, что первое и второе слагаемое является для нашего случая функциями от степени загрязненности смазки подшипников, понятно, что величина удельных дискретных издержек, связанных с эксплуатацией подшипников молотильного барабана, также является функцией загрязненности смазки.

Вероятность отказа и средний фактический используемый ресурс подшипников молотильного барабана зерноуборочного комбайна СК-5 определяется по методике [36]. Результаты проведенного расчета по подшипникам молотильного барабана при фиксированном значении загрязненности смазки приведены на рисунке 4.4. Точка пересечения прямых, характеризующих случаи с заменой и без замены смазки, на графиках определяет искомую величину загрязненности смазки, при достижении которой смазку в подшипниках молотильного барабана зерноуборочного комбайна СК-5 целесообразно заменить.

Сравнивая полученные данные по целесообразности замены смазки с динамикой изменения загрязненности от наработки (рисунок 4.4), можно установить периодичность замены смазки в подшипниках молотильного барабана при техническом обслуживании зерноуборочного комбайна СК-5 «Нива». На основании полученных данных очевидно, что смазку правого подшипника необходимо проводить через 50 часов работы комбайна, а левого через 45 часов. Таким образом, можно принять периодичность смазки подшипников молотильного барабана зерноуборочного комбайна СК-5 «Нива» в условиях Северного Кавказа после 60 часов эксплуатации, т.е. при ТО-1 (вместо рекомендованной заводской инструкцией одного раза в сезон) [10].

4.5 Оптимизация характеристик системы технического обслуживания и восстановления технологических комплексов

4.5.1 Теоретические основы оптимизации характеристик системы технического обслуживания и восстановления технологических комплексов

Все операции, предусмотренные правилами ТО сельскохозяйственной техники, должны иметь обоснованную периодичность и продолжительность их выполнения. Периодичность контрольно-осмотровых (*КО*) операций установим по критерию максимального использования агрегатов, определяемого произведением коэффициента технического использования $K_{ТИ}$ на вероятность безотказной работы в промежутках между обслуживаниями $P(t_{пр})$.

$$R_{эи} = К_{ТИ}Р(t_{ПР}) = \left[1 + \frac{t_0}{t_{пк}} + \frac{t_{СВ}}{t_р}\right]^{-1} \exp\left(-\frac{t_{ПК}}{t_р}\right) \rightarrow \max,$$

где $t_р$ – время пребывания агрегата в состоянии работы;

$t_{СВ}$ – суммарное время простоев на восстановлении;

$t_{пк}$ – периодичность профилактического контроля;

$t_о$ – наработка на отказ.

В то же время

$$R_{эи} = exp - \left(1 + \frac{t_В}{m_k}\right)[1 + t_k\ m_k + t_в]^{-1},$$

где m_k – частота *КО* операций;

$$m_k = \frac{(t_{оп} + t_в)}{\frac{t_{ПК} \approx t_{сп}}{t_п}} \quad .$$

Затраты времени на обеспечение одного часа безотказной работы при проведении профилактического контроля определим как

$$t_К = \frac{t_п}{t_{оп}}.$$

Затраты времени на обеспечение одного часа безотказной работы в результате восстановления будут $t_o = \frac{t_в}{t_{оп}}$.

Оптимальное значение частоты $m_к$ и периодичности $t_{пк}$ контрольно-осмотровых операций определим, исследуя выражение $R_{эи}$ на экстремум.

После дифференцирования и преобразований получим:

$$t_k m_k^{\,2} - t_k m_k\,(1 + t_в) = (1 + t_в)^2 = 0.$$

Оптимальная частота КО операций

$$m_{коптт} = \frac{(1 + t_в)}{2}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4}{t_k}}\right) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{t_в}{t_{оп}}\right)\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4t_{оп}}{t_п}}\right).$$

Оптимальная периодичность КО операции

$$t_{ПКОПТ} = \frac{(t_{оп} + t_B)}{m_{копт}} = \frac{2t_п}{\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4t_{оп}}{t_п}}\right)},$$

где $t_{оп}$ – суммарное время простоя на профилактике;

$t_п$ – затраты времени на одну профилактику;

$t_{оп}$ – наработка на отказ обслуживаемого комплекса;

$t_В$ –затраты времени на одно восстановление.

Наибольшая эффективность использования агрегатов комплекса будет при частоте контроля $m_{копт}$:

$$R_{ЭИМАХ} = [1 + t_k\,(1 + t_в)d + t_B]\exp - \left(\frac{1}{d}\right),$$

где $d == \frac{1}{2}\left(\left(1 + \sqrt{1 + \frac{4}{t_k}}\right)\right)$.

Эффективность использования агрегата технологического комплекса определяется характеристиками надежности самих агрегатов $t_{оп}$, средним временем восстановления $t_В$ и характеристиками ТО $t_{пк}$.

Оптимизацию периодичности регулировочно-крепежных операций выполним из следующих соображений. К началу очередного технического обслуживания необходимо определить продолжительность времени при выполнении требований по надежности $Рф > [P_{доп}]$. В этом случае среднее время безотказной-работы $t_0(t_p)$ при условии, что агрегат проработал некоторое время t_p будет характеризовать оставшийся технический ресурс, который определим из вероятности безотказной работы в течение времени $(t_p + t)$:

$$P(t_p+t) = P(t_p)P(t;t_p),$$

где $P(t_p)$ – вероятность безотказной работы в течение времени t_p;

$P(t, t_p)$ – вероятность безотказной работы в течение времени $t_{обсл}$.

Таблица 4.10 – Техническая характеристика машин, нормативы периодичности и трудоемкости ТОР

Марка машины	Наработка на отказ, ч	Среднее время устранения отказа, ч	ЕТО		ТО-1		ТО-2	
			П м.ч.	Т ч.ч.	П м.ч.	Т ч.ч.	П м.ч.	Т ч.ч.
К-700А	84	6,2	7	1,2	125	2,5	500	10,6
Т-150К	82	5,6	7	0,3	125	1,9	500	6,8
МТЗ-80	86	4,8	7	0,5	125	2,7	500	6,9
ГАЗ-САЗ 53Б	140	3,8	7	0,6	125	2,9	240	11,8
ЗИЛ-ММЗ-554	150	3,6	7	0,6	60	3,0	240	12,0
КПКУ-75	24	4,5	7	0,4	60	3,6	240	7,2
Е-281Ф	36	5,3	7	0,5	60	4,0	240	7,6
КСК-100А	18	5,5	7	0,7	60	4,0	240	7,6
ЯСК-200	42	5,0	7	0,7	60	4,0	240	7,6
КРН-2,4	40	2,3	7	0,15	60	2,0	–	–
Гвр-6,0	20	1,5	7	0,15	60	2,5	–	–
ПИМ-20	260	4,3	7	0,15	60	2,0	–	–

На основании основного закона надежности будем иметь

$$P(t,t_p) = exp\left[\int_{t_p}^{t_p+1} \int \lambda(t)\, dt\right].$$

Требуемый период t определим из условия $\int_{t_p}^{t_p+1} \int \lambda(t)\, dt = -\ln P_д$.

Периодичность регулировочно-крепежных операций зависит от интенсивности потока отказов $\lambda(t)$.

Если $\lambda(t) = \text{const}$, то $\int_{t_p}^{t_p+1} \int \lambda(t)\, dt = \lambda_0(t)\ \ t = -\ln\frac{P_д}{\lambda_0}$.

Если λ(t) представить в виде λо(t) = λо + at, то

$$\int[\lambda_0 + at]dt = \left(\frac{a}{2}\right)t^2 + \lambda_0 + at_p.$$

Периодичность регулировочно-крепежных операций определим из уравнения $\left(\frac{a}{2}\right)t^2 + (\lambda_0 + at_p)t + \ln P_д = 0$, решив которое, получим

$$t_{опт} = (\lambda_0 + at_p) + \sqrt{\frac{(\lambda_0 + at_p)^2 - 2a\ln P_д}{a}}.$$

Оптимальную периодичность профилактических замен элементов определим по критерию минимума затрат, приходящихся на час работы агрегата:

$$C_ч = \frac{C_п t_п + C_N N}{t_{пз}} + \frac{Q(t_{пз})(C_B t_B + C_N)}{t_{пз}} \to min,$$

где $C_п$, $C_в$ – стоимость одного часа профилактических и восстановительных работ;

C_N – стоимость заменяемого элемента.

Вероятность отказа агрегата за время $t_{пз}$ будет $Q(t_{пз}) = 1 - [1 - q(t_{пз})]^N$.

Полагая, что $Q(t_{пз}) \sim [q(t_{пз})]^N$, затраты на час работы агрегата представим в виде

$$C_ч = L_п N + L_в (t_{пз})^{a2} [t_{пз}]^{-1} \quad ,$$

где $L_п = C_п t_п + C_N$ – коэффициент, характеризующий затраты на профилактическую замену одного элемента; $L_в = a_1 (C_в t_в + C_N)$ – коэффициент, характеризующий затраты на устранение одного отказа.

Коэффициенты a_1 и a_2 определим при аппроксимации вероятности отказа элементов экспоненциальной функцией вида $q(t_{пз}) = a_1 (t_{пз})^{a2}$
при условиях $q_0(t_{пз}) = a_1 \sigma^{a2}$; $q_0(t_{пз}) = a_1 2 \sigma^{a2}$.

Исследовав зависимость $C_ч = f(t_{пз})$ на экстремум, определим значение промежутка времени между профилактическими заменами, который соответствует минимальным затратам

$$t_{пз} = \sqrt[a_2]{\frac{L_п}{L_в (a_2 - 1)}}.$$

Если в процессе эксплуатации проводится диагностирование параметров, то задача сводится к обоснованию периодичности измерений. По значению параметра в момент измерения делают заключение о необходимости регулировки или замены элемента.

Одной из важнейших характеристик, существенно влияющей на эффективность использования технологических комплексов, является длительность проведения профилактических работ. Увеличение длительности проведения ТО до номинального значения приводит к увеличению времени безотказной работы вследствие предотвращения отказов. С другой стороны, увеличение длительности профилактических работ может уменьшить готовность агрегатов и всего технологического комплекса. Поэтому определим этот параметр исходя из условия обеспечения заданной эффективности использования комплекса.

Эффективность использования в общем случае определяют из выражения

$$R_{эи} = \frac{t_p}{t_p + t_{сп} + t_{св}} P(t),$$

где t_p – время пребывания технологического комплекса в работоспособном состоянии; $t_{сп} + t_{св}$ – суммарное время простоев, затраченное на профилактику и восстановление; $P(t)$ – вероятность безотказной работы комплекса в период между техническими обслуживаниями.

Полагая, что количество технических обслуживаний и их частота определяются из выражений $t_п m = t_{сп}$; $t_{оп} n = t_р$; $t_{св} = t_{вп}$, после некоторых преобразований коэффициент эффективности технического использования представим в виде

$$R_{ЭИ} = \left[1 + \frac{t_п m}{t_{оп} n} + \frac{t_в}{t_{jg}}\right]^{-1} \exp\left(-\frac{t}{t_{оп}}\right).$$

При регламентированном техническом обслуживании его эффективность может быть представлена отношением

$$\frac{t_{оп}}{t_о} = \left[1 - A(1-\beta)\frac{t_п}{t_{по}}\right],$$

длительность проведения профилактических работ отношением

$$t_{оп} = t_о \left[1 - d\frac{t_п}{t_{по}}\right]^{-1},$$

где $d = A(1–\beta)$ – коэффициент, характеризующий число предотвращаемых отказов и качество их устранения; A – коэффициент характера отказов; β – вероятность невыявления отказа из-за недостаточной точности измерительной аппаратуры или из-за низкой квалификации мастера-наладчика.

С учетом изложенного выше выражение коэффициента эффективности использования комплекса будет:

$$R_{эи} = \frac{exp-\left[\left(\frac{t_т}{t_o}\right)\left(1-d\frac{t_п}{t_{по}}\right)\right]}{1+\left(\frac{t_в}{t_o}\right)\left(1-\frac{dt_п}{t_{по}}\right)+t_п\,\frac{m}{n}},$$

где t_r – требуемое время безотказной работы; t_0 – среднее время безотказной работы без обслуживания; t_{no} – наработка на отказ при обслуживании агрегатов; t_B – среднее время восстановления; $t_{,,}$ – периодичность профилактики.

Исследовав полученное выражение на экстремум, найдем длительность технического обслуживания, которая обеспечит наибольшую эффективность использования агрегатов.

При условии $t_o > t_в$; $t_0 > t_m$; $t_{no} > t_в$; $m > n$ при $\frac{t_п}{t_{по}} < 1$ можно записать

$$\left(\frac{t_п}{t_{по}}\right) = \frac{t_0}{t_1}\left[\frac{1}{d} - \frac{(t_в + t_т)}{m\,t_{по}}\right]. \qquad (4.24)$$

Таким образом, если известны параметры надежности (t_0, $t_в$, A, $n_п$) и параметры, характеризующие систему обслуживания ($t_{по}$, β, m), и задано требу-

емое время безотказной работы *t,* то по формуле (4.24) можно определить оптимальную длительность технического обслуживания из условия наибольшей эффективности использования технологического комплекса или его звеньев.

При $d \geq 0{,}8$ наибольшая эффективность использования достигается при $t_n = t_{no}$. При меньших значениях коэффициента d увеличение длительности обслуживания целесообразно только до определенных пределов, обеспечивающих их максимальную эффективность.

Зависимость эффективности использования агрегатов от d свидетельствует о том, что любая система ТО должна строиться с учетом свойств объекта эксплуатации и характеристик системы эксплуатации.

Коэффициент характера отказов (А) определяет приспособленность агрегатов к предотвращению отказов, а (1–β) характеризует качество средств контроля технического состояния. Следовательно, проведение ТО с определенной длительностью целесообразно, если за определенный период работы агрегата в нем накопилось определенное число неисправностей, которые можно выявить и устранить при заданной системе ТО. Если агрегаты не приспособлены к предотвращению отказов (мало значение А) или качество предотвращения отказов низкое (велико значение β), техническое обслуживание может привести к уменьшению эффективности использования агрегатов технологического комплекса.

Еще больший отрицательный эффект возможен, когда в процессе ТО не только пропускаются имеющиеся неисправности, но и неправильно определяется истинное состояние элементов, т.е. исправные выдаются за неисправные. В этом случае возможно внесение неисправностей в элементы в процессе ТО.

4.5.2 Обоснование схемы организации ремонтно-технического обслуживания технологических комплексов

В условиях интенсивной работы технологических комплексов, когда производственные условия не допускают возможности останавливать агрегат для профилактических работ, система технической эксплуатации может быть организована непрерывно или циклами. Как в одном, так и в другом случае необходимо иметь резервный агрегат. Профилактические и восстановительные работы проводят на резервных агрегатах в подготовительном цикле $t_{пц}$. В это время остальные агрегаты работают в течение времени $t_{рц}$. При такой организации технической эксплуатации время восстановления отказов в рабочем цикле сокращается до времени, необходимого на замену отказавшего агрегата резервным. Длительный отказ в этом случае возможен только при отсутствии исправных резервных агрегатов.

Качество функционирования технологического комплекса при циклической схеме обслуживания оценим по эффективности функционального использования агрегатов:

$$R_{\text{эфи}} = K_{\text{ц}} K_{\text{г}} P\left(t_{p\text{ц}}\right) \rightarrow \max,$$

где $K_{\text{ц}} = \frac{t_{p\text{ц}}}{(t_{p\text{ц}}+t_{\text{пц}})}$ – коэффициент использования агрегатов; $K_г$ – коэффициент готовности агрегатов, если в рабочем цикле суммарное время исправной работы равно $t_р$; $P(t_{рц})$ – вероятность безотказной работы агрегатов в течение рабочего цикла.

Максимальное значение эффективности функционального использования достигается при оптимальной длительности и частоте обслуживания, которые обеспечиваются соответствующим числом специалистов, и может быть определено на основе общей производительности ремонтно-обслуживаю-щего звена с учетом длительности профилактических работ $t_п$.

Если производительность одного человека $W_{1\text{п}} = \frac{1}{t_{1\text{п}}}$, то необходимое число специалистов будет:

$$r = \frac{w_{\text{п}}}{w_{1\text{п}}} = \frac{t_{1\text{п}}}{\left[t_0 \frac{t_{\text{по}}}{\frac{d-(t_{\text{в}}+t)n}{m_4}}\right]},$$

где $d=A(1–\beta)$ – коэффициент, характеризующий число предотвращаемых отказов и качество их устранения.

Рассмотрим модель проведения ремонтно-технический воздействий в технологическом комплексе, который состоит из m основных и x резервных агрегатов. Комплекс обслуживается r ($1 \prec r \prec x + 1$) ремонтными постами (специалистами).

Вероятность выхода из строя любого из m рабочих агрегатов в интервале ($t, t + \Delta t$) равна $\lambda\Delta t$, а любого из x резервных агрегатов -$a\lambda\Delta t$. При холодном резервировании $a = 0$, при горячем $a = 1$.

При выходе из строя любого агрегата последний отправляется на ремонт и его начинают ремонтировать, если есть свободный пост, или он становится в очередь. При наличии готового резервного агрегата отказавший заменяют и комплекс продолжает работать.

Пусть $X(t)$ – общее число неисправных агрегатов в момент времени

$$t\,(x(t)=0,1\ldots x+1).$$

Найдем вероятности Pi (t) $=$ $Px\,(t)$ $=$ i(i $=$ 0,1... $x+1$) поступления i агрегатов на ремонт из выражений:

$$P_i = \frac{p^i}{i!}\prod_{j=0}^{i-1}[m + a(x-j)]\,P_0,\ 0 < i < r,$$

$$P_i = \frac{p^i}{r!r^{i-r}}\prod_{j=0}^{i-1}[m + a(x-j)]\,P_0, \quad r < i < x+1,$$

где $j = i+ 1$, $p = \frac{\lambda}{\mu}$.

С учетом условия нормировки найдем

$$P_o = \left[\sum_{i=0}^{x+1} \frac{P_i}{P_0}\right]^{-1}.$$

Состояние (*x+1*) является состоянием вынужденного простоя резервированного комплекса, поэтому коэффициент готовности технологического комплекса будет равен $K_Г = 1 - P_{X+1}$. Вероятность P_{x+1} найдем из выражения

$$P_{X+1} = \frac{P^{x-1}}{r!r^{n+1-r}} \prod_{j=0}^{i-1}[m + a(x-j)]\, P_0.$$

Изложенная модель позволяет определить среднее число неисправных агрегатов, которое равно:

$$m_n = \sum_{k=0}^{x+1} = iP_i.$$

Среднее число ремонтируемых агрегатов

$$m_p = \sum_{i=0}^{r-1} = iP_i + r\sum_{i=r}^{x+1} P_i.$$

Алгоритм расчета вероятностей состояний для случая, когда $m = 5$, $x = 2$, $r = 1$, представлен в табличном виде (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Алгоритм расчета вероятностей состояний

Состояния системы $K = (m+x+1)$	0	1	*2*	3	4	5	6	7	
Число работающих агрегатов	5	5	*5*	4	3	2	1	0	
Число агрегатов в резерве *x-K*	2	1	0	0	0	0	0	0	
Число агрегатов в очереди	0	0	0	1	2	3	4	5	
Число свободных постов ТОР	1	0	0	0	0	0	0	0	
Число агрегатов на восстановлении	0	1	1	1	1	1	1	1	
Число агрегатов в очереди на восстановление	0	0	1	2	3	4	5	6	
Отношение Вероятностей $P_к/Po$	P_o/P_o	P_1/P_o	P_2/P_o	P_3/P_o	P_4/P_o	P_5/P_o	P_6/P_o	P_7/P_o	$\Sigma P_к/P_o$
Вероятность состояния $P_к$	P_o	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	$\Sigma P_к$=1

Эффективность организации обслуживания при холодном резервировании улучшается за счет повышения безотказности в рабочем цикле вследствие более надежного обслуживания резервных агрегатов в подготовительном цикле и ускорения восстанавливаемости отказавших агрегатов путем замены их отремонтированными во время подготовительного цикла.

Выигрыш в повышении безотказности можно представить как

$$\Delta t_{оп} = \left[1 - A(1 - \beta\Delta)\frac{t_{п}}{t_{по}}\right]^{-1}.$$

Заменяя длительность профилактики $t_п$ на $t_{пц}$ и учитывая, что $rt_п = t_{ln}$, получим:

$$t_{оп} = t_о \left[1 - A(1 - \beta)\frac{t_{1п}}{rt_{по}}\right]^{-1}.$$

Повышение восстанавливаемости в рабочем цикле определим из соотношения

$$\Delta V = \frac{t_{вmin}}{t_{в}},$$

где $t_В$ – время, требуемое на замену резервных агрегатов в рабочем цикле.

Среднее время восстановления обслуживаемых агрегатов определим из выражения

$$t_{Bп} = t_B \left\{\Delta V + exp\left[-\frac{t_{пц}}{t_0}\right](1 - \Delta V)\right\}.$$

С учетом изложенного, выражение для определения эффективности функционирования технологического комплекса при холодном резервировании и циклической системе технической эксплуатации представим в виде

$$R_{эфи} = \frac{exp\left\{-\frac{t_{рц}}{t_0}\left[1-A(1-\beta)\frac{t_{1п}}{rt_{п0}}\right]\right\}}{\left(1+\frac{t_{пц}}{t_{рц}}\right)\left\{1+\frac{t_{в}}{t_0}\left[1-A(1-\beta)\frac{t_{1п}}{rt_{по}}\right]\left[\Delta V+exp\left[-\frac{t_{пц}}{t_0}\right]\right](1-\Delta V)\right\}}.$$

Параметры рассматриваемой системы технической эксплуатации можно рассчитать по полученной зависимости с учетом различных условий работы комплексов.

Анализ показывает, что при организации технической эксплуатации комплексов с холодным резервированием агрегатов существует оптимальное соотношение между длительностью периода работы и восстановления.

Эффективность функционирования агрегатов при такой организации ТО определяется параметрами надежности агрегатов *($t_о$, $t_В$, A),* параметрами системы эксплуатации (*r, ω_1, ω_n*) и соотношением между продолжительностью рабочего периода и восстановления.

Непрерывная система обслуживания свойственна нагруженному резервированию. Эффективность непрерывной системы обслуживания можно оценить отношением времени простоя агрегатов на обслуживании ($t_{сп}$) к промежутку времени между обслуживаниями $t_{пр}$:

$$K_п = \frac{t_{сп}}{t_{пр}}.$$

Интенсивность отказов обслуживаемых агрегатов при условии β=0 представим в виде

$$\lambda_{\text{пв}} = \lambda\left\{1 - A\left[-exp\left(\frac{-t_{\text{п}}}{t_{\text{по}}}\right)\right]\right\}.$$

Интенсивность обслуживаний зависит от времени простоя агрегатов на восстановлении t_B и обслуживании:

$$t_{cn}\ \mu_{\text{пв}} = (t_{\text{в}} + t_{\text{сп}})^{-1}.$$

Соотношение $\lambda_{\text{п}B}$ и $\mu_{\text{п}B}$ после подстановки и преобразований получим в виде

$$P_{\text{пв}} = \frac{\lambda_{\text{пв}}}{\mu_{\text{пв}}} = \frac{t_{\text{сп}}}{t_{\text{пр}}} + \lambda\frac{\left[1-A+Aexp\left(\omega_{1\text{п}} r t_{\text{пр}}\frac{t_{\text{сп}}}{t_{\text{пр}}}\right)\right]}{\mu}.$$

Для определения оптимального значения $K_{\text{п}}$ исследуем полученное выражение на экстремум. В результате будем иметь

$$K_{\text{попт}} = \left[\omega_{1\text{п}}\, r t_{\text{пр}}\right]^{-1}\ 1\text{n}\left(A t_{\text{в}}\ \omega_{1\text{п}}\ \frac{r t_{\text{пр}}}{t_0}\right),$$

где t_0 – среднее время безотказной работы комплекса без обслуживания.

Из приведенной формулы видно, что $K_{\text{п}}$ зависит от параметров надежности агрегатов (t_o, $t_в$, A), количества ремонтно-обслуживающих постов и их производительности (r, ω_{1n}).

Коэффициент простоя можно представить и как отношение количества агрегатов, находящихся в зоне обслуживания, к их общему числу:

$$K_{\text{п}} = \frac{m_p}{m} = m^{-1}\left(\sum_{i=0}^{r-1} iP_i\right) - r\sum_{i=r}^{\chi-1} P_i.$$

Эта зависимость позволяет оценить влияние числа специалистов (постов) и количества резервных агрегатов на эффективность использования технологического комплекса.

Анализ показывает, что увеличение количества обслуживающих постов и количество резервных агрегатов влияют на эффективность использования комплекса не равнозначно.

Лучшей следует считать ту схему организации ремонтно-технического обслуживания, которая обеспечивает высшую производительность агрегатов технологического комплекса в сложившихся условиях выполнения работ.

5 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ УЗЛОВ МАШИН ПУТЕМ КАЧЕСТВЕННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

5.1 Связь диагностики с надежностью

Связь диагностики с повышением надежности заключается в улучшении таких показателей, как коэффициент готовности, время восстановления работоспособного состояния, остаточный ресурс, наработка на отказ [48]. Правильная организация диагностирования на этапах изготовления вплоть до выходного контроля снижает производственный брак. Далее роль диагностики рассматривается на всех этапах жизненного цикла машин при проектировании, изготовлении и эксплуатации. Применительно к задачам, решаемым технической диагностикой, на стадии изготовления можно выделить периоды приемки комплектующих изделий и материалов, процесса производства, наладки и сдачи машины. Для стадии эксплуатации типичными являются этапы применения машины по назначению, профилактики (плановой, перед и после применения по назначению), ремонта, транспортирования и хранения.

Требования, которым должна удовлетворять изготовленная или эксплуатируемая машина, определяются нормативно-технической документацией. Машина, удовлетворяющая всем требованиям нормативно-технической документации, является исправной. Для условий эксплуатации практически важным является понятие работоспособного технического состояния машины. Убеждаться в работоспособности машины необходимо при профилактике, после транспортирования и хранения. Для этапа применения по назначению существенным является понятие технического состояния, правильного функционирования машины.

Правильно функционирующей является машина, значения параметров (признаков) которой в текущий момент применения находятся в требуемых пределах.

Совокупность принципов, методов и средств поиска и обнаружения дефектов или, иными словами, организации диагностического обеспечения машин при их изготовлении и эксплуатации составляет основу диагностического аспекта надежности. В рамках диагностического аспекта должны решаться задачи определения технического состояния объектов, то есть организации проверки исправности, работоспособности, правильности функционирования и поиска дефектов объектов в процессе их производства и эксплуатации.

Диагностическое обеспечение, как и все другие мероприятия по повышению надежности, должно закладываться на стадии проектирования объекта, обеспечиваться на стадии производства и поддерживаться на стадии эксплуатации.

5.2 Повышение ресурса подшипниковых узлов за счёт диагностирования подшипников качения со структурно-энергетических позиций

Большинство подшипников качения различных механизмов, используемых в народном хозяйстве России, являются неразборными. Поэтому пригодность их к дальнейшей эксплуатации оценивается по результатам внешнего осмотра, измерения осевого и радиального зазоров [21]. Однако по результатам таких измерений определить остаточный ресурс практически невозможно.

В последнее время исследование износа и определение остаточного ресурса деталей ведут со структурно-энергетических позиций [49–51, 65]. Такой подход позволяет раскрыть физическую сущность процесса изнашивания и разрушения, а также получить методику расчета остаточного ресурса по твердости материала. Согласно структурно-энергетической теории прочности [22, 52–53, 73] одним из важнейших показателей, характеризующих состояние твердого тела, является начальное (исходное) значение плотности внутренней упругой энергии (ВУЭ) (U_{eo}), с нулевыми или близкими к нулю остаточными напряжениями. Вторым важным показателем является критическое (предельное) значение плотности ВУЭ (U_*), накапливаемое в детали в процессе её эксплуатации, при достижении которого наступает разрушение детали. В исследованиях В.Е. Панина [52, 53] показано, что суть воздействий внешних полей (механических, электрических, магнитных и других) в том, что в кристалл твердого тела закачивается избыточная энергия, которая аккумулируется в виде атом-вакансионных состояний. Такой механизм закачки энергии приводит к постепенному увеличению внутренней энергии твердого тела, обеспечивая постепенный рост механических показателей (твердости, модуля упругости и других). По данным [52] для стали У8, которая наиболее близко по химическому составу и механическим показателям подходит к стали ШХ15, принятую нами за критическое значение плотности ВУЭ, – $U_* = 10{,}8 Дж/мм^3$.

Определение плотности ВУЭ в материале детали производили по методике, разработанной В.В. Федоровым [73, 74] и В.Я. Коршуновым [25] из выражения

$$U_{ei} = 85 \cdot 10^{-5} \cdot HV_i, \qquad (5.1)$$

где U_{ei} – накопленная плотность ВУЭ материала, Дж/мм^3;

HV_i – значение твердости материала, МПа.

Микротвердость определялась на шлифах, приготовленных по классической методике [15], с использованием микротвердомера ПМТ-3 по среднему значению её величины; количество уколов $n \geq 15$, что обеспечивало относительную ошибку измерений $\delta \leq 10\%$. Макроанализ изношенных тел качения производился под бинокулярным микроскопом МБС-2, микроанализ – под микроскопом МИМ-8М.

Обследованию подвергались ролики конических подшипников, находившихся в эксплуатации и установленных на бороне тяжелой дисковой – 21 шт.; КПП и задний мост трактора МТЗ – 9 шт.; каретка опорная трактора Т-150 – 16 шт. Установлено, что интенсивному износу были подвержены конические подшипники дисковой бороны (7513 и 7714). Средняя наработка подшипников 7513 составила $\bar{t} = 240$ часов, среднее квадратическое отклонение $\sigma = 21$ час, коэффициент вариации $\nu = 0{,}32$; для подшипников 7714: $\bar{t} = 400$ часов, $\sigma = 20{,}5$ часа, $\nu = 0{,}31$. Остальные подшипники анализируемой группы имели средний ресурс намного больше: подшипники 7909 (ось каретки трактора Т-150) – 976 часов; 7215-К (корпус дифференциала заднего моста трактора МТЗ) – 2140 часов.

Макроанализ показал, что торцевая поверхность меньшего диаметра ролика, не имеющая контакта с контртелом, имеет специфический «узор», который представляет собой рельефную поверхность с выступами и впадинами с переменным шагом 0,08–0,21 мм, глубина впадин до 0,15 мм. На этой поверхности хорошо просматриваются светлая и темная области (рисунок 5.1 *а*). При исследовании светлой области под большим увеличением (900^{X}) она представляет собой тончайший слой металла (фольгу) толщиной около 1 мкм, местами отслоившегося от металла основы.

Торцевая часть большего диаметра конического ролика (рисунок 5.1 *б*) имеет следы износа поверхности от упорного буртика внутренней обоймы подшипника шириной (по радиусу) 1,2–1,35 мм. Остальная поверхность торца имеет выраженные дефекты с преимущественной ориентацией по радиусу и признаки зарождения рельефной поверхности («узора»). Такому внешнему виду изнашивания торцевых поверхностей подвержены конические ролики всех обследованных подшипников.



а *б*

а – меньший диаметр ролика; *б* – больший диаметр ролика; увеличение 50^{X}

Рисунок 5.1 – Торцевые поверхности конического ролика (подшипник 7513)

С целью уточнения особенностей рельефа поверхности были приготовлены шлифы косого сечения ($\alpha = 15 \div 23^{0}$) со стороны меньшего диаметра роликов, а также определены их значения микротвердости и накопленной плотности ВУЭ.

Результаты определения микротвердости и накопленной плотности ВУЭ представлены в таблице 5.1 и проиллюстрированы рисунком 5.2.

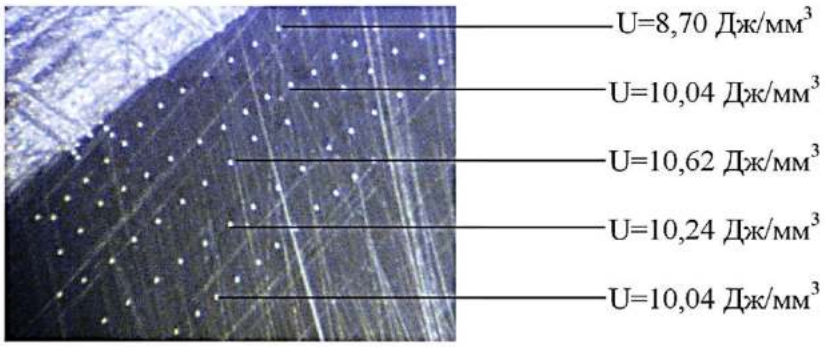
Таблица 5.1 – Изменение накопленной плотности ВУЭ на косом сечении шлифа конического ролика в области меньшего диаметра (подшипник 7513)

№ п/п	Расстояние до ряда уколов, мм (рисунок 5.2)	Фактическое расстояние от поверхности, мм	Среднее значение твердости		Величина накопленной плотности ВУЭ, Дж/мм^3	Величина накопленной плотности ВУЭ через 9 месяцев, Дж/мм^3
			кг/мм^2	МПА		
1	0,16	0,05	1043	10233	8,70	8,15
2	0,48	0,15	1204	11816	10,04	8,31
3	0,64	0,20	1270	12498	10,62	9,02
4	0,94	0,29	1228	12052	10,24	9,92
5	1,23	0,38	1206	11831	10,06	10,05
6	1,65	0,51	1155	11330	9,63	10,08
7	2,00	0,65	1088	10671	9,07	9,52
8	2,43	0,75	1058	10376	8,82	9,47
9	2,78	0,86	1095	10741	9,13	8,64
10	3,10	0,96	1150	11282	9,59	8,49
11	3,62	1,12	1171	11482	9,76	9,57
12	4,20	1,30	1073	10518	8,94	9,41
13	4,85	1,50	1051	10305	8,76	8,29
область выступов рельефной поверхности *						
			1028	10087	8,57	8,79
область впадин (у основания) канавок рельефной поверхности						
			1163	11412	9,70	7,77

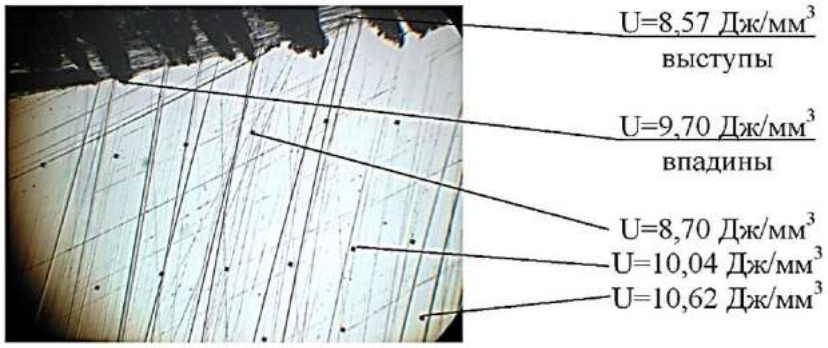
Примечание: * – высота выступов (глубина канавок) до 0,23 мм

Полученные результаты показывают, что накапливаемая внутренняя энергия распределяется по плоскости шлифа количественно неравномерно от поверхности ролика. Графическое представление этого распределения (рисунок 5.3) фиксирует волнообразный характер величины накопленной плотности ВУЭ с понижением ее от поверхности к середине шлифа. При измерении твердости через 9 месяцев в тех же слоях получены интересные результаты по энергетическому перераспределению. Характерен факт уменьшения плотности ВУЭ в области впадин рельефной поверхности с 9,70 до 7,77 Дж/мм^3, то есть на 26%, что дает основание утверждать, что сброс накопленной внутренней энергии происходит через впадины. Одновременно сброс энергии сопровождается отслоением тончайших слоев металла ролика, что приводит к углублению впадин. В области выступов (рисунок 5.2 *б*) плотность накопленной ВУЭ остается практически неизменной; отмечен рост всего на 2,1%, что находится в пределах погрешности измерения.

а



б



а – увеличение 50^X; *б* – фрагмент рисунка «а» при увеличении 120^X

Рисунок 5.2 – Косое сечение конического ролика ($\alpha = 18^0$) со стороны меньшего диаметра (рельефной поверхности) с нанесенными уколами

Таблица 5.2 – Значения микротвердости и накопленной плотности ВУЭ в области боковой поверхности конического ролика (подшипник 7513)

№ п/п	Расстояние от поверхности, мм	Среднее значение микротвердости		Величина накопленной плотности ВУЭ, Дж/мм^3
		кг/мм^2	МПа	
1	0,06	881	8643	7,35
2	0,14	1022	10027	8,52
3	0,24	1108	10869	9,24
4	0,38	1112	10908	9,27
5	0,49	1099	10777	9,23
6	0,67	1040	10205	8,67
7	0,84	1016	9966	8,47
8	1,00	1019	10004	8,50
сердцевина – вдоль оси ролика				
9	3,16	974	9555	8,12
10	4,70	987	9682	8,23
11	5,60	979	9603	8,16

Таким образом, в процессе эксплуатации в зоне контакта «ролик – обойма» в результате трения качения и трения скольжения (при проскальзывании ролика по обойме) генерируется энергия, которая закачивается в материал

подшипника [73, 53]. Накопленная внутренняя энергия аккумулируется в приповерхностных областях детали. По мере накопления энергии (ориентировочно $U_{ei} \geq 8$ Дж/мм^3), она транспортируется по будущим плоскостям скольжения [22], которые возникают от внешних нагрузок.

Волнообразный характер изменения плотности внутренней энергии характерен и для областей большего диаметра и боковой поверхности ролика (таблицы 5.2, 5.3 и рисунок 5.3).

Таблица 5.3 – Значения микротвердости и накопленной плотности ВУЭ в области большего диаметра конического ролика (подшипник 7513)

№ п/п	Расстояние от поверхности, мм	Среднее значение микротвердости		Величина накопленной плотности ВУЭ, Дж/мм^3
		кг/мм^2	МПа	
1	0,04	988	9690	8,24
2	0,16	1142	11207	9,53
3	0,27	1183	11606	9,87
4	0,42	1052	10320	8,76
5	0,75	1112	10909	9,27
6	1,10	1018	9986	8,49
сердцевина – вдоль оси ролика				
7	3,60	969	9506	8,08
8	6,20	1026	10065	8,55
9	7,80	959	9408	8,00

Необходимо отметить, что максимальное значение плотности ВУЭ у большего диаметра на 8% меньше, чем у малого диаметра ролика. Это и обусловило сброс накопленной внутренней энергии через малый диаметр ролика. Сброс ВУЭ идет не фронтально, а по слоям (рисунок 5.2 *б*), обуславливая формирование на торце ролика рельефной поверхности («узора»).

При определении плотности ВУЭ перпендикулярно оси ролика отмечается волнообразное её распределение (8,08; 8,55; 8,00 Дж/мм^3); при определении вдоль оси плотность ВУЭ остается практически на неизменном уровне (8,12; 8,23; 8,16 Дж/мм^3). Это, по-видимому, связано с особенностями подвода к ролику энергии и транспортированию её к торцам ролика. Следовательно, поверхности, через которые производится сброс накопленной в процессе эксплуатации внутренней энергии, имеют внешний вид, соответствующий рисунку 5.1 *а*.

Изнашивание, которое сопровождается отслоением тончайших поверхностных слоев по ГОСТ 23.002-78, относится к фреттинг-изнашиванию. Полученные результаты позволяют раскрыть физическую сущность фреттинг-изнашивания, которое заключается в накоплении и транспортировании ВУЭ к поверхностям сброса энергии. Поверхности, в свою очередь, под воздействием подведенной энергии формируют специфическую рельефную форму («узоры»).

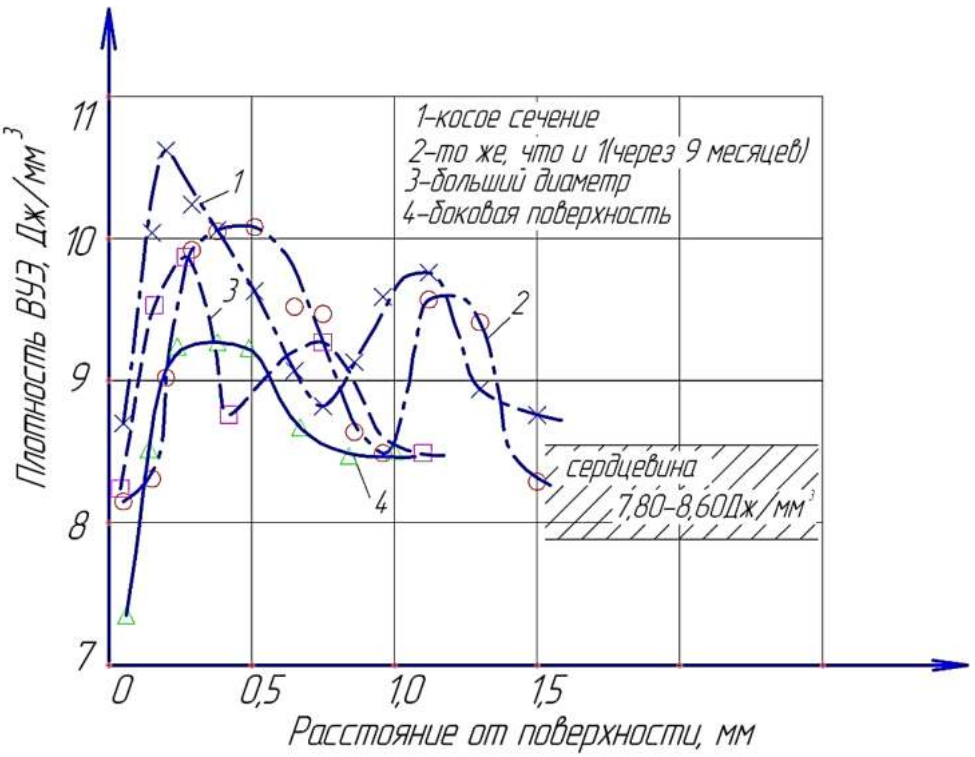


Рисунок 5.3 – Графики изменения плотности ВУЭ на косом и продольном сечении шлифа конического ролика подшипника 7513

Определение плотности ВУЭ через твердость позволяет привлечь к обсуждению результаты, полученные в производственных условиях. Так, результаты измерения твердости (выборка > 60 штук) показали, что у новых подшипников HRC 60–63,5 ($U_{ei} \approx 7{,}00$ Дж/мм^3), а у выбракованных по причине предельного износа в интервале 71–73,5 HRC ($U_{ei} \approx 9{,}60$ Дж/мм^3). Кроме этого наблюдается появление в процессе эксплуатации у подшипников остаточной намагниченности до 4 мТл (> 3000 А/м), что свидетельствует о перенапряжении кристаллической решетки металла подшипника. Такие результаты требуют дополнительных исследований по установлению закономерностей в сочетании твердость – остаточная намагниченность как одного из параметров диагностики.

Практическая ценность результатов исследований заключается в возможности диагностирования остаточного ресурса деталей с целью повышения их надежности. Для этого определяется энергетический ресурс новой детали из выражения

$$U_{ЭР}^{Н} = U_{*} - U_{н}, \qquad (5.2)$$

где U_{*} – критическое значение плотности ВУЭ для материала подшипника, $U_{*} = 10{,}80$ Дж/мм^3 [52];

$U_{н}$ – величина плотности ВУЭ для новой детали, $U_{н} = 7{,}00$ Дж/мм^3.

Подставив полученные значения в выражение (5.2), будем иметь: $U_{ЭР}^{Н} = 10{,}80 - 7{,}00 = 3{,}80 Дж/мм^3$ – такое количество плотности ВУЭ может получить деталь в процессе эксплуатации до разрушения, то есть это и есть энергетический ресурс новой детали.

Остаточный энергетический ресурс будет определяться из выражения

$$U_{ЭР}^{ОСТ} = U_* - U_{ei}, \qquad (5.3)$$

где U_{ei} – текущее значение плотности ВУЭ контролируемой детали, Дж/мм^3.

Пусть роликовый подшипник имеет допустимый износ и по этому параметру может быть допущен к дальнейшей эксплуатации, но твердость его составляет HV = 1086 кг/ мм^2 = 10500 МПа, тогда U_{ei} = 9,06 Дж/мм^3. Следовательно, его остаточный энергетический ресурс будет равен: $U_{ЭР}^{ОСТ} = 10{,}80 - 9{,}06 = 1{,}74 Дж/мм^3$. Для диагностирования остаточного ресурса в относительных единицах необходимо использовать соотношение $\frac{U_{ЭР}^{ОСТ}}{U_{ЭР}^{Н}} = \frac{1{,}74}{3{,}80} = 0{,}46$ от новой детали. Дальнейшее использование изношенной детали уже зависит от технических требований, по которым работает ремонтное предприятие.

На основании проделанного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Структурно-энергетический подход к изнашиванию тел качения подшипников с коническими роликами позволяет раскрыть физическую сущность процесса – накопление в процессе эксплуатации плотности ВУЭ до критических значений.

2. При достижении у поверхности детали плотности ВУЭ≥8,00 Дж/мм^3 происходит сброс энергии в окружающее пространство с формированием на этой поверхности сброса специфического рельефа.

3. Предложенная методика диагностики подшипников и их тел качения на остаточный ресурс по величине плотности накопленной ВУЭ позволит получить достоверную информацию о состоянии детали и повысить её надежность.

6 ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ УЗЛОВ МАШИН СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РЕМОНТНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

6.1 Повышение долговечности подшипниковых узлов (на примере промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09)

6.1.1 Анализ работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09

Вал отбора мощности (ВОМ) (рисунок 6.1) служит для передачи всей или части мощности тракторного двигателя навесным и прицепным машинам, агрегатируемым с трактором.

Механизм ВОМ состоит из редуктора и карданного привода, посредством которого осуществляется передача крутящего момента от раздаточной коробки [27, 79]. Карданный привод включает в себя две карданные передачи, причем одна из них (между раздаточной коробкой и промежуточной опорой) с двойным шарниром.

Динамика карданной передачи такова, что при движении трактора по неровному полю или же при его поворотах, скорость вращения ведомого вала не совпадает со скоростью ведущего. Происходит это из-за постоянного изменения величины угла γ', γ между валами. Переменная скорость вращения ведомого вала вызывает угловые ускорения и инерционные нагрузки элементов как в самой карданной передаче, так и в других деталях привода рабочих органов сельскохозяйственных машин [28].

Промежуточная опора ВОМ является составным звеном карданного привода ВОМ трактора ХТЗ-150К-09. Очевидно, что нагрузки, приходящиеся на подшипники промежуточной опоры со стороны карданной передачи, будут иметь динамический характер, поскольку дважды достигают максимума и минимума за один оборот вала опоры. Это в свою очередь определяет интенсивность изнашивания подшипников, долговечность промежуточной опоры и работоспособность карданной передачи. Кроме того, при увеличении зазоров в подшипниках постоянно возрастает степень динамичности нагрузки из-за колебаний контактирующих деталей самих подшипников.

Таким образом, радиальный зазор в подшипниках – это параметр, который заслуживает особого контроля.

На рисунке 6.2 представлена схема карданного привода ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 с расстановкой реакций в промежуточной опоре ВОМ со стороны карданных передач. Проанализируем этот рисунок.

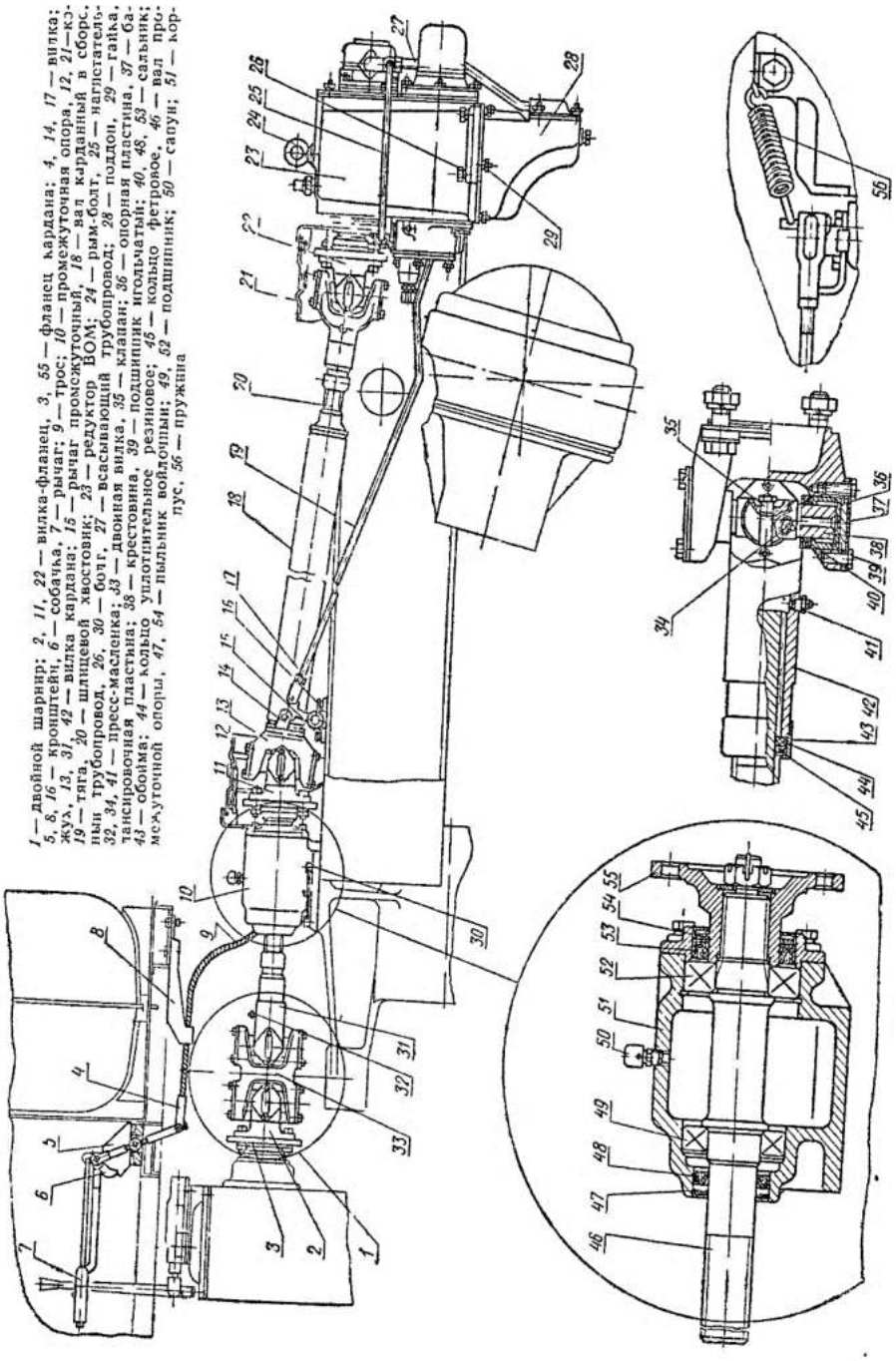


Рисунок 6.1 – Вал отбора мощности трактора ХТЗ-150К-09

При передаче крутящего момента в шарнире карданной пере дачи возникают усилия P_1, P_2, $P_к$, T_1, T_2, которые согласно [28] можно определить по формулам:

$$P_1 = \frac{M_{кр.}}{(H-l)} = \frac{716200 \cdot N}{n \cdot (H-l)}; \qquad (6.1)$$

$$P_2 = \frac{M_{кр.}}{(H-l)} \cdot Cos\gamma \cdot (1 + Sin^2\varphi_1 \cdot tg^2\gamma); \qquad (6.2)$$

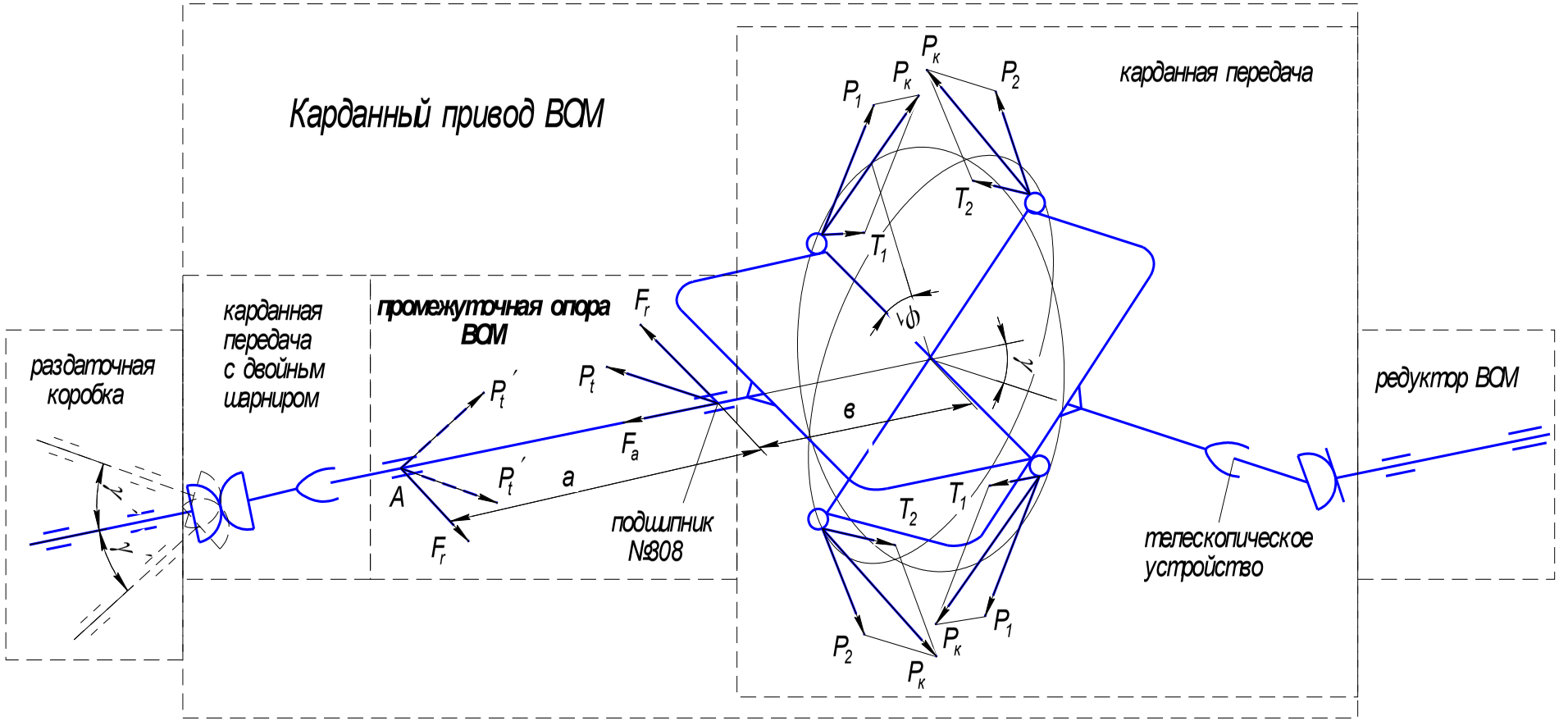


Рисунок 6.2 – Схема карданного привода ВОМ трактора ХТЗ-150К-09
с расстановкой реакций в промежуточной опоре ВОМ со стороны карданных передач

$$T_1 = \frac{M_{кр.}}{(H-l)} \cdot Sin\varphi_1 \cdot tg\gamma; \qquad (6.3)$$

$$T_2 = \frac{M_{кр.}}{(H-l)} \cdot Cos\varphi_1 \cdot Sin\gamma \cdot \sqrt{1 + Sin^2\varphi_1 \cdot tg^2\gamma}; \qquad (6.4)$$

$$P_к = \frac{M_{кр.}}{(H-l)} \cdot \sqrt{1 + Sin^2\varphi_1 \cdot tg^2\gamma}, \qquad (6.5)$$

где $M_{кр.}$ – крутящий момент на ведущем валу, Н·м;

N – передаваемая мощность, л.с.;

n – частота вращения вала, об/мин;

$(H-l)$ – плечо между серединами двух цапф крестовины, м;

l – длина цапфы, м;

H – расстояние между торцами цапф, м;

γ – угол между валами;

φ_1 – угол поворота ведущей вилки.

Усилия, возникающие в шарнире карданной передачи, вызывают реакции в промежуточной опоре ВОМ. При этом радиальные реакции в подшипниках промежуточной опоры со стороны шарнира $F_r^ш$ будут равны [28]:

$$F_r^ш = \frac{T_1 \cdot (H-l)}{a} = \frac{M_{кр.}}{a} \cdot tg\gamma. \qquad (6.6)$$

Из выражения (6.6) следует, что радиальные реакции со стороны шарнира карданной передачи зависят только от передаваемого крутящего момента, то есть, используя выражение (6.1), от частоты вращения коленчатого вала и передаваемой мощности двигателя. Если обратиться к технической характеристике трактора ХТЗ-150К-09 [27] (n=2100 об/мин, N=165 л.с., а=0,110 м), то будем иметь $F_r^ш = 950$ Н.

Максимальные значения усилия в шарнире будут иметь при величине угла $\varphi_1 = 90^0$. Тогда вследствие малой величины угла $\gamma \sim 7^0$ с небольшой погрешностью можно считать, что P_1, P_2, $P_к$, T_1, T_2 взаимокомпенсируют друг друга. Следовательно, осевые реакции в промежуточной опоре со стороны шарнира карданной передачи практически отсутствуют $F_a^ш \sim 0$.

Теперь необходимо обратить внимание на возникающие реакции в промежуточной опоре со стороны телескопического устройства карданной передачи.

Поскольку шарнир карданной передачи допускает только угловое смещение валов, то возможность значительного осевого перемещения валов (часто до 100 мм) при движении трактора по неровному полю и при поворотах обеспечивается телескопическим устройством. То есть изменение угла γ', γ между валами компенсируется изменением длины вала посредством телескопического устройства. Но необходимо отметить, что изменение длины вала, вызванное поворотом трактора, возможно только в карданной передаче с двойным шарниром (изменение угла $\gamma' = 0 \div 30^0$). Вторая карданная передача расположена между промежуточной опорой ВОМ и редуктором ВОМ, которые жестко закреплены на полураме трактора. Поэтому перемещение вала телескопического устройства, вызванное поворотами трактора, здесь не возникает. Однако при передаче крутящего момента карданной передачей имеют место колебания контактирующих деталей, определяемые зазорами в подшипниках качения. Следовательно, при наличии увеличенного зазора в подшипниках промежуточной опоры ВОМ будет происходить постоянное перемещение вала телескопического устройства второй карданной передачи на величину зазора и изменение угла γ.

Итак, установлено, что перемещение вала телескопического устройства происходит в карданной передаче с двойным шарниром – при поворотах трактора, а во второй карданной передаче – постоянно при наличии увеличенного радиального зазора подшипников промежуточной опоры ВОМ.

Рассмотрим, почему важно учитывать перемещения вала телескопического устройства карданной передачи, и то, какие возникают при этом реакции в промежуточной опоре ВОМ.

При каждом изменении длины вала возникает сила P_t (P_t'), величина которой определяется выражением [28]:

$$P_t = \frac{2 \cdot M_{кр.} \cdot f}{Cos\gamma \cdot D_c}, \qquad (6.7)$$

где D_c – плечо пары сил вала телескопического устройства, м.

Используя техническую характеристику трактора ХТЗ-150К-09 [27], легко определить значение силы P_t (P_t'), оно будет составлять ~ 3530 Н.

Теперь, воспользовавшись уравнениями равновесия системы, несложно вычислить значения реакций сил, возникающих в промежуточной опоре ВОМ, от действия силы P_t со стороны телескопического устройства:

– радиальная реакция $F_r^{m.y.}$

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_r^{m.y.} \cdot a - (a + в) \cdot P_t \cdot Sin\gamma = 0. \qquad (6.8)$$

Решая уравнение с учетом а=0,11 м, в=0,138 м, получим $F_r^{m.y.} = 1380$ Н.

– осевая реакция $F_a^{m.y.}$

$$F_a^{m.y.} = P_t \cdot Cos\gamma . \qquad (6.9)$$

Тогда $F_a^{m.y.} = 3500$ Н.

Соответственно суммарные реакции в промежуточной опоре ВОМ со стороны шарнира и телескопического устройства карданной передачи составят $F_r = 2330$Н, $F_a = 3500$Н. При этом соотношение нагрузок будет равно $\frac{F_a}{F_r} = 1{,}5$, что всегда критично для работы подшипников промежуточной опоры, как установлено в исследованиях, проведенных ранее.

Следовательно, описание силового взаимодействия карданного привода ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 позволяет установить, что промежуточная опора ВОМ работает при предельном соотношении действующих на нее нагрузок $\frac{F_a}{F_r}$ в случаях:

– поворота трактора, что вызывает действие силы P_t' и соответственно осевую нагрузку, намного превышающую радиальную. В этом случае работа подшипников опоры будет сопровождаться проскальзыванием тел качения по кольцам, что способствует их изнашиванию (увеличению зазора);

– увеличенного зазора, что вызывает постоянное действие силы P_t. Непрерывно происходят те же процессы, что и в предыдущем случае, зазор достигает предельной величины. При этом возможны проворачивание неподвижных колец подшипников, износ их посадочных мест в опоре, аварийный выход из строя опоры.

Таким образом, проведенный теоретический анализ работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 позволяет сделать следующие выводы.

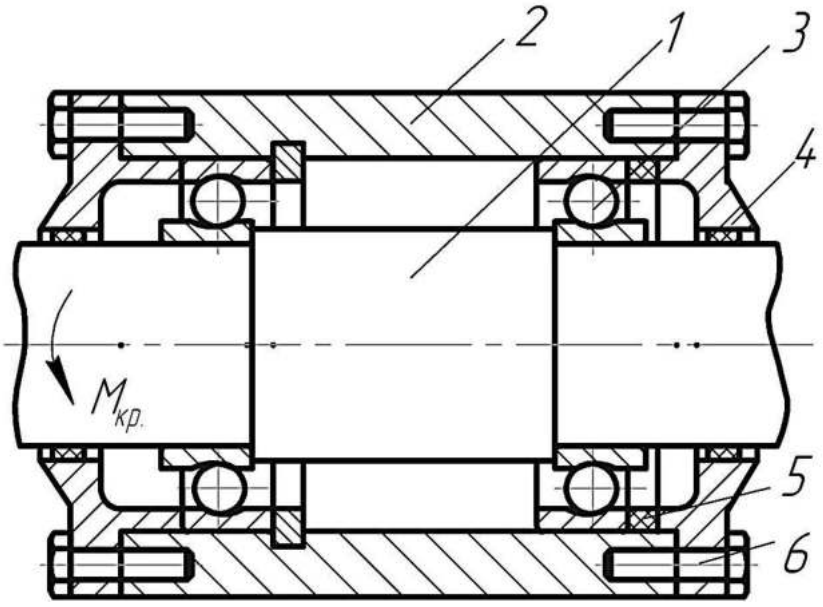
1. Нагрузки, действующие на опору, носят динамический характер. Их соотношение составляет от $\frac{F_a}{F_r} = 0$ до $\frac{F_a}{F_r} = 1{,}5$, что определяется изменением угла $\gamma' = 0 \div 30^0$ и появлением силы P_t', величина которой постоянно изменяется от 0 ↔ *max*. В этом случае радиальное нагружение опоры переходит в преобладающее осевое, что вызывает защемление тел качения подшипников, трение скольжения и износ рабочих поверхностей истиранием.

2. Увеличенный зазор в подшипниках опоры вызывает постоянное перемещение вала телескопического устройства карданной передачи, присутствие силы $P_t = max$ при соотношении $\frac{F_a}{F_r} = 1{,}5$. При этом происходит интенсификация процессов изнашивания, снижение ресурса работы промежуточной опоры ВОМ.

6.1.2 Способ, обеспечивающий повышение долговечности узлов с радиальными шариковыми подшипниками

На основе анализа механизма работы радиального шарикоподшипника, характера распределения нагрузки между его телами качения [56], анализа работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09, а также литературных источников, посвященных проблеме повышения долговечности подшипниковых узлов [6, 19, 34, 35, 39, 40, 42, 43, 44, 57, 58, 59, 66, 67, 68], разработан способ их ремонта [58, 60, 59].

Способ позволяет технологическими приемами при обслуживании или ремонте восстановить работоспособность подшипникового узла и тем самым повысить его ресурс. Сущность способа заключается в том, что изношенные радиальные шарикоподшипники переводятся в режим работы, присущий радиально-упорным подшипникам. Достигается это посредством установки дополнительного упругого элемента под натягом между внешней боковой поверхностью наружного кольца подшипника и торцом крышки, закрывающей подшипниковый узел (рисунок 6.3). При этом тела качения начинают контактировать с боковыми поверхностями дорожек качения, а радиальный зазор и осевая игра уменьшаются. Регулируя усилие затяжки болтов крышки и соответственно деформацию упругого элемента, можно варьировать величиной радиального зазора и создавать условия предварительного натяга. На способ получен патент [61].



1 – вал; 2 – корпус; 3 – подшипник; 4 – крышка; 5 – упругий элемент; 6 – болт

Рисунок 6.3 – Подшипниковый узел в условиях осевого натяга с упругим дополнительным элементом

При рассмотрении механизма работы подшипников в режиме предварительного натяга [56] отмечалось, что в зависимости от соотношения $\frac{F_a}{F_r}$ может происходить заклинивание тел качения, определяемое силой постоянного защемления N_3. Поскольку подшипники промежуточной опоры работают при предельном соотношении нагрузок $\frac{F_a}{F_r}=1{,}5$, то, чтобы предотвратить негативные явления, необходимо обеспечить хотя бы кратковременное исчезновение силы N_3 при работе подшипника. При этом центробежные силы, вибрации и давление смазочного материала обеспечат отвод тела качения от стенки ячейки сепаратора один раз за его полный оборот.

Это можно обеспечить путем выполнения местного плавного уширения дорожки качения одного из колец на величину, превышающую упругие деформации тел и дорожек качения. Местное уширение дорожки качения одного из колец подшипника можно осуществить путем дополнительной шлифовки дорожки качения [58, 70].

Данный способ потребует полной разборки подшипника, будет являться трудоемким. Очень сложно будет, во избежание задиров на телах качения, выполнить зону разгрузки плавной. Поэтому экономически не выгодно его использовать.

Однако теоретический анализ механизма работы подшипника при различных видах нагружения, характер распределения действующей нагрузки позволили выдвинуть предположение о самостоятельном образовании гарантированной зоны разгрузки в процессе эксплуатации подшипникового узла. Поскольку неподвижным является наружное кольцо подшипника, то образуется она на нем (толщина бурта в месте образования зоны разгрузки будет меньше). Данное предположение требует отдельной обширной теоретической проработки и в задачи наших исследований не входит.

Потребуется лишь теоретическое обоснование необходимых геометрических параметров зоны разгрузки – длины и глубины. Путем непосредственных измерений колец подшипника можно будет установить факт её наличия. Сопоставив действительные её размеры с теоретически обоснованными, можно будет говорить о гарантированной разгрузке тел качения. Чтобы убедиться в ее эффективности, потребуется лабораторная проверка характера работы отремонтированных подшипников в сопоставлении с новыми, на режимах, близких к реальным.

Применение упругого элемента предполагает выполнение им роли демпфера ударных нагрузок со стороны карданной передачи. Кроме того, отпадает необходимость в дополнительных расчетах, чтобы предусмотреть тепловой зазор между подшипником и крышкой.

Толщина упругого элемента напрямую зависит от осевой игры подшипника или его радиального зазора. Для определения толщины упругого элемента рассмотрим схему изношенного шарикоподшипника с увеличенным радиальным зазором (рисунок 6.4) [59].

Из рисунка 6.4 следует, что при перемещении внутреннего кольца тела качения перейдут на боковые поверхности желобов и радиальный зазор станет равным нулю. При этом осевая игра подшипника будет определяться выражением (6.10).

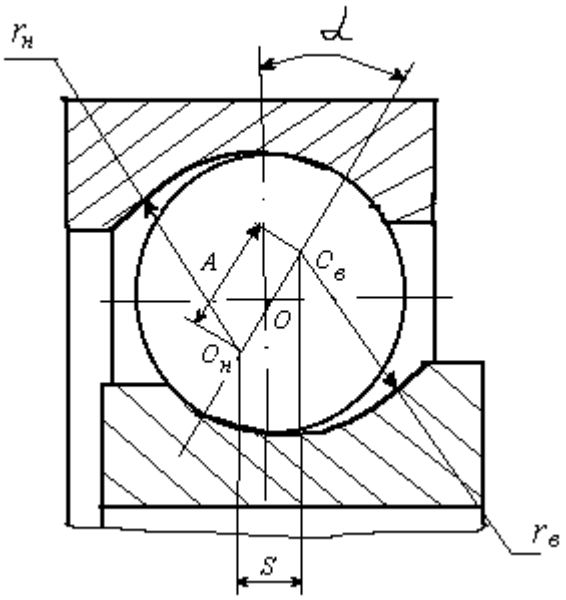


Рисунок 6.4 – Схема изношенного шарикоподшипника
с увеличенным радиальным зазором

$$S = A \cdot Sin\alpha, \tag{6.10}$$

где S – осевая игра в изношенном подшипнике;

A – расстояние между центрами кривизны желобов наружного и внутреннего колец, $A = 0{,}03 \cdot D_T$;

α – угол контакта в изношенном подшипнике.

$$\alpha = arcCos(1 - \frac{g_r}{2 \cdot A}). \tag{6.11}$$

Подставляя (6.11) в (6.10), получим формулу для расчета осевой игры в изношенном подшипнике:

$$S = 0{,}173 \cdot \sqrt{D_T \cdot g_r} \tag{6.12}$$

и подшипниковом узле соответственно:

$$S = 0{,}173 \cdot \sqrt{D_{T1} \cdot g_{r1} + D_{T2} \cdot g_{r2}}, \tag{6.13}$$

где 1 и 2 – номера подшипников.

Таким образом, толщина упругого элемента T для подшипникового узла должна быть такой, чтобы обеспечивалось условие

$$T \geq 0{,}173 \cdot k \cdot \sqrt{D_{T_1} \cdot g_{n} + D_{T_2} \cdot g_{n2}}\,, \qquad (6.14)$$

где k – коэффициент, учитывающий упругость и уменьшение толщины элемента при приложении нагрузки [62].

Диаметральные размеры упругого дополнительного элемента необходимо выполнить в соответствии с конструктивными размерами подшипников. Выбор необходимой величины упругости дополнительного элемента также является предметом отдельных исследований. Упругий элемент в наших исследованиях используется, поскольку: происходит демпфирование ударных нагрузок; отпадает необходимость в постоянном контроле зазора подшипников опоры; не нужно предусматривать тепловой зазор между крышкой, закрывающей опору, и подшипником.

Величина предварительного натяга определяется по зависимости [5]:

$$A_{o\min} = 1{,}58 \cdot tg\alpha \cdot F_r \pm 0{,}5 \cdot F_a\,. \qquad (6.15)$$

Ранее отмечалось, что необходимо обоснование геометрических параметров гарантированной зоны разгрузки тел качения, поэтому произведем их расчет.

Чтобы сохранить статическую и динамическую грузоподъемность подшипника, в зоне разгрузки одновременно должно находиться только одно тело качения [60]. Исходя из этого положения, длина дуги разгрузочной зоны должна быть равна или меньше расстояния между телами качения. Глубина разгрузочной зоны на дорожке качения по линии контакта зависит от величины контактной деформации тела качения с внутренним кольцом и тела качения с наружным кольцом.

Контактная деформация, то есть сближение контактирующих тел под действием нормальной нагрузки, и входящие в нее параметры определяют по формулам [5]:

$$\delta = \frac{2 \cdot K}{\pi \cdot \mu} \cdot \left\{ \frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \Sigma\rho} \cdot \left[\frac{\left(1 - \varepsilon_{\mathrm{I}}^2\right)}{E_{\mathrm{I}}} + \frac{\left(1 - \varepsilon_{\mathrm{II}}^2\right)}{E_{\mathrm{II}}} \right] \right\}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\Sigma\rho}{2}, \qquad (6.16)$$

где δ – упругая деформация контактирующих тел, мм;

$\dfrac{2 \cdot K}{\pi \cdot \mu}$ – числовое значение, зависящее от разности кривизн контактирующих тел;

ε_{I} и $\varepsilon_{\mathrm{II}}$ – коэффициенты Пуассона контактирующих тел;

E_{I} и E_{II} – модули упругости контактирующих тел, Н/мм^2;

$\Sigma\rho$ – сумма кривизн тела качения по малой и большой осям эллипса, мм$^{-1}$;

Q – усилие, сжимающее тело качения, Н.

При контакте стальных тел:

$E_{\text{I}} = E_{\text{II}} = 2{,}12 \cdot 10^4$ кгс/мм^2, $\varepsilon_{\text{I}} = \varepsilon_{\text{II}} = 0{,}3$, тогда формула (6.16) принимает вид

$$\delta = 1{,}28 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot K}{\pi \cdot \mu} \cdot \left(Q^2 \cdot \Sigma\rho\right)^{\frac{1}{3}}. \qquad (6.17)$$

Далее ведутся расчеты отдельно для каждого вида контакта:

– при точечном контакте шарика с внутренним кольцом:

сумма кривизн тел качения ($\Sigma\rho_B$) определяется по формуле

$$\Sigma\rho_B = \frac{1}{Д_T} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_B} + \frac{2 \cdot \lambda}{1 - \lambda}\right), \qquad (6.18)$$

где λ – вспомогательная величина, $\lambda = \frac{Д_T}{d_o} \cdot Cos\alpha$, у которой:

d_o – диаметр подшипника по центрам тел качения;

числовое значение $\frac{2 \cdot K}{\pi \cdot \mu}$ принимается в зависимости от разности кривизны $Cos\tau$.

$$Cos\tau_B = \frac{\frac{1}{f_B} + \frac{2 \cdot \lambda}{1 - \lambda}}{4 - \frac{1}{f_B} + \frac{2 \cdot \lambda}{1 - \lambda}}; \qquad (6.19)$$

– при точечном контакте шарика с наружным кольцом:

$$\Sigma\rho_H = \frac{1}{Д_T} \cdot \left(4 - \frac{1}{f_H} - \frac{2 \cdot \lambda}{1 + \lambda}\right); \qquad (6.20)$$

$$Cos\tau_H = \frac{\frac{1}{f_H} - \frac{2 \cdot \lambda}{1 + \lambda}}{4 - \frac{1}{f_H} - \frac{2 \cdot \lambda}{1 + \lambda}}. \qquad (6.21)$$

Таким образом, полная деформация шарика есть сумма контактных деформаций по внутреннему и наружному кольцам подшипника.

$$\Sigma\delta = \delta_B + \delta_H . \qquad (6.22)$$

Сумма контактных деформаций определяет глубину разгрузочной зоны на линии контакта подшипника. Результаты расчета по формулам (6.16)–(6.22) для радиального шарикоподшипника № 308 с допустимым зазором $g_r = 0{,}2$ мм сведены в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – К определению контактной деформации тел качения радиального шарикоподшипника № 308 с допустимым зазором $g_r = 0{,}2$ мм

λ	$\Sigma\rho_B$, мм	$\cos\tau_B$	$\frac{2\cdot K}{\pi\cdot\mu}$	δ_B, мм	$\Sigma\rho_H$, мм	$\cos\tau_H$	$\frac{2\cdot K}{\pi\cdot\mu}$	δ_H, мм	$\Sigma\delta$, мм
0,181	0,165	0,953	0,562	0,063	0,116	0,933	0,915	0,064	0,126

Примечание: Расчет контактной деформации выполнен по нагрузке Q, равной половине динамической грузоподъемности подшипника.

Из анализа таблицы видно, что величина контактной деформации тела качения по внутреннему кольцу (δ_B) и по наружному кольцу (δ_H) примерно одинакова. Поэтому для определения глубины разгрузочной зоны можно с достаточно высокой точностью принимать $\Sigma\delta = 2\cdot\delta_B$ или $\Sigma\delta = 2\cdot\delta_H$.

Таким образом, глубина разгрузочной зоны на дорожке качения по линии контакта тела качения с кольцами будет равна $\Sigma\delta$ (рисунок 6.5).

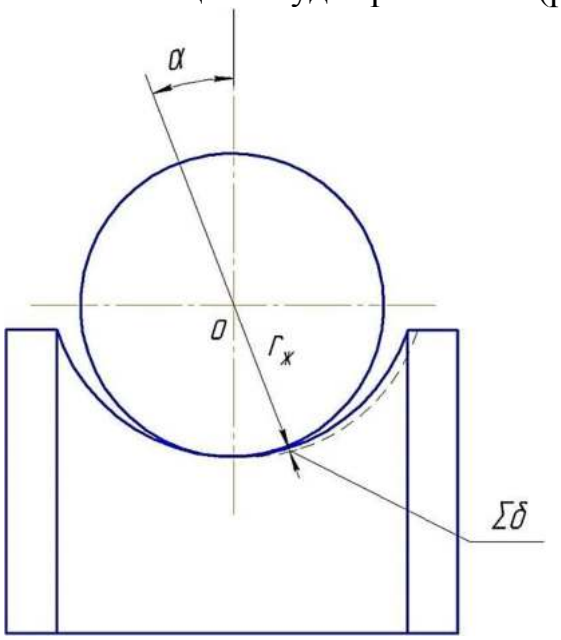


Рисунок 6.5 – Схема к определению глубины зоны разгрузки

Длина дуги зоны разгрузки определяется отношением

$$l \le \frac{360^0}{z} . \qquad (6.23)$$

На практике расстояние между телами качения измеряется не по дуге, а по стороне вписанного многоугольника (рисунок 6.6).

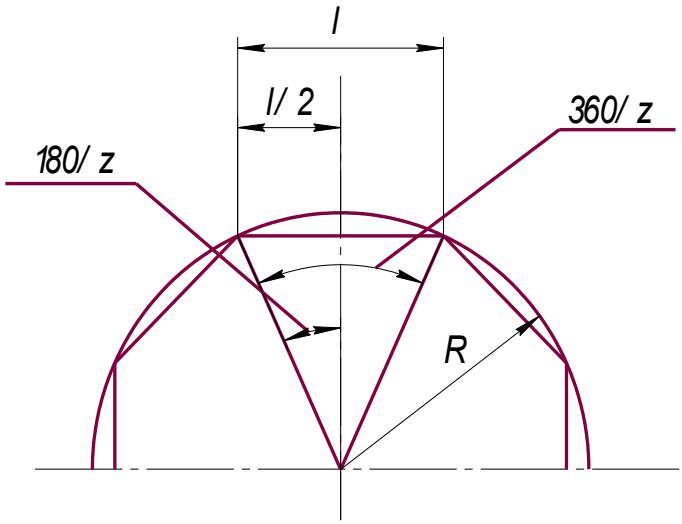


Рисунок 6.6 – Схема к определению длины зоны разгрузки

На рисунке 6.6 видно, что длина зоны разгрузки равна стороне многоугольника.

$$l \le 2 \cdot R \cdot Sin\frac{180}{z}, \qquad (6.24)$$

где R – радиус окружности качения одного из колец по дну желоба.

Таким образом, необходимые геометрические параметры гарантированной зоны разгрузки тел качения наружного кольца подшипника № 308 промежуточной опоры ВОМ составляют:

– минимальная глубина – 0,126 мм;

– минимальная длина – 32 мм.

На основании вышеизложенного следуют выводы.

1. Анализ механизма работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 позволил установить, что при наличии радиального зазора в подшипниках, превышающего допустимую величину, предельное значение соотношения действующих на неё осевой и радиальной сил $\frac{F_a}{F_r} = 1{,}5$ приводит к снижению ресурса работы опоры.

2. Для повышения долговечности промежуточной опоры ВОМ необходимо применение разработанного способа ремонта с использованием дополнительного упругого элемента и созданием осевого натяга в подшипниках опоры, с целью устранения увеличенного радиального зазора и демпфирования осевых сил. Толщина упругого элемента определяется по выражению (6.14).

3. Для выяснения эффективности применения разработанного способа необходимо провести экспериментальные исследования. По окончании испытаний произвести оценку состояния поверхностей подшипников при помощи металлографических исследований.

6.2 Методика и программа экспериментальных исследований

6.2.1 Программа экспериментальных исследований

В результате теоретических исследований механизма работы радиального шарикоподшипника, характера распределения нагрузки между его телами качения, анализа работы промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 с изношенными подшипниками (с радиальным зазором сверх допустимого значения) разработан способ, обеспечивающий повышение долговечности подшипникового узла. Поэтому целью экспериментальных исследований является проверка и сравнение работоспособности узла с новыми подшипниками и узла с изношенными, отремонтированного разработанным способом.

Программа экспериментальных исследований предусматривала выполнение следующих работ.

1. Приобрести на ремонтных предприятиях необходимое количество бывших в эксплуатации подшипников качения № 308, с величиной радиального зазора, равной допустимому для данного типа подшипников.

2. Подготовить инструмент, приспособления и произвести с помощью них разборку подшипников, затем выполнить последовательные измерения толщины бортов наружных колец подшипников по всей длине дорожки качения с целью получения информации о состоянии поверхностей качения.

3. Подготовить инструмент и приспособления, с помощью которых будет изготовлен упругий элемент.

4. Провести сравнительные производственные испытания промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 с применением разработанного способа и без него, а именно:

– в условиях эксплуатации тракторов ХТЗ-150К-09 при соответствующей наработке выполнить микрометраж подшипников промежуточной опоры с целью установления характера и величин износов.

5. Выполнить оценку состояния поверхностей качения подшипников металлографированием с целью установления эффективности способа с энергетических позиций [25, 29, 30].

6. Произвести обработку результатов экспериментов.

Весь комплекс экспериментов производился в лабораториях кафедры надежности и ремонта машин и кафедры сопротивления материалов и деталей машин ФГОУ ВПО АЧГАА, производственные испытания – на базе КФХ «Русь» и КФХ «ИП Коробов Е.А.» Орловского района Ростовской области.

6.2.2 Оборудование и методика подготовки упругого элемента

Упругий элемент изготавливается на стандартном оборудовании ремонтных предприятий. Для этого в условиях массового производства необходимо использовать пресс гидравлический и штамп, соответствующий размерам упругого элемента.

Геометрические параметры упругого элемента: наружный и внутренний диаметр – принимаются исходя из габаритов подшипника № 308, толщина – с учетом формулы (6.14).

Упругий элемент (рисунок 6.7) состоит из металлического и резинового колец одинакового размера, склеенных по стандартной технологии при помощи клея Loctite 480.



Рисунок 6.7 – Упругий элемент

Клей Loctite 480 предназначен для работы при высоких температурах (120 ^{0}C), при ударных нагрузках, обладает высокой прочностью на разрыв, время схватывания резиновой и металлической поверхностей ~ 20 секунд.

Размеры элемента: наружный диаметр – 90 мм, внутренний диаметр – 80 мм, толщина металлического кольца – 1,5 мм, резинового кольца – 3 мм. Соответственно заготовками служат: лист 1,5×100×100 мм (Сталь 3 ГОСТ 19903–90), техпластина ТМКЩ 3×100×100 мм (тепло-морозо-кислото-щелочестойкая) средней твердости, общего назначения ГОСТ 7338–90.

6.2.3 Оборудование и методика производственных испытаний

Испытания проводились в два этапа на базе КФХ «Русь» и КФХ «ИП Коробов Е.А.» Орловского района Ростовской области. Наблюдение велось за 11 тракторами в КФХ «ИП Коробов Е.А.» и параллельно за 10 тракторами в КФХ «Русь». Испытаниям была подвержена промежуточная опора ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 (рисунок 6.8).



Рисунок 6.8 – Промежуточная опора ВОМ трактора ХТЗ-150К-09

Наработка тракторов за первый период в каждом хозяйстве в среднем составила 1100 часов. После этого опоры разбирались и промывались с целью проведения микрометража подшипников для установления величины износа (рисунок 6.9).

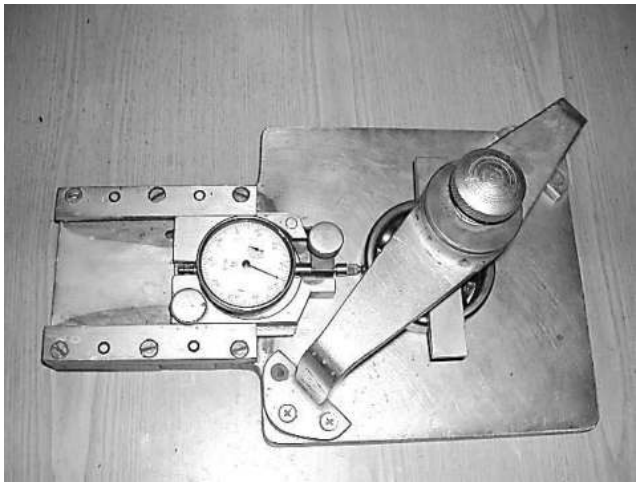


Рисунок 6.9 – Микрометраж подшипников

На втором этапе в КФХ «ИП Коробов Е.А.» тракторы продолжили работу с изношенными подшипниками промежуточных опор ВОМ. В КФХ «Русь» опоры были отремонтированы разработанным способом: между подшипником № 308 и крышкой, закрывающей узел, был установлен упругий элемент с целью создания условий осевого натяга.

Наработка тракторов в течение второго этапа в каждом хозяйстве в среднем составила 900 часов. После этого опоры были снова разобраны и промыты, подшипники подвержены осмотру и микрометражу с определением характера и величины износа. С целью определения суммарной наработки на отказ (до достижения подшипниками величины предельного зазора $g_r = 0{,}4$ мм) тракторы в КФХ «Русь» с отремонтированными опорами ВОМ продолжали работу и в дальнейшем. Для этого периодически осуществлялась их разборка и дефектация.

Условия осевого натяга создавались следующим образом.

С помощью формулы (6.15), в зависимости от величины зазора в подшипниках $g_r = 0{,}2$ и действующих в опоре нагрузок $F_r = 2330$ Н, $F_a = 3500$ Н, определялась необходимая величина осевого натяга $A_{o\min} = 1120$ Н.

Известно, что одним из способов контроля величины осевого натяга является контроль затяжки гайки или болтов [28], обеспечивающих предварительный натяг. Крышка промежуточной опоры затягивается болтами *М10* с шагом *1,5 мм*. Для завинчивания болтов к ключу необходимо приложить момент $M_{зав}$, который определяется моментом сил трения в резьбе и моментом сил трения на опорном торце болта [28]:

$$M_{зав.} = 0{,}5 \cdot F_a \cdot d_{ср.} \cdot \left[(D_{ср.} / d_{ср}) \cdot f + tg(\varphi + \varphi_p) \right], \qquad (6.25)$$

где F_a – осевая нагрузка, действующая на узел, при завинчивании болтов, в нашем случае $F_a = A_{o\min}$, Н;

$d_{ср.}$ – средний диаметр резьбы, м;

$D_{ср.}$ – средний диаметр опорного торца болта, м;

f – коэффициент трения на торце болта, $f \approx 0{,}15–0{,}20$ [28];

φ – угол подъема резьбы, град.;

φ_p – угол трения в резьбе, град.

$$D_{ср.} = (D_1 + d_{отв.})/2, \tag{6.26}$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца болта, м;

$d_{отв.}$ – диаметр отверстия в крышке под болт, м.

Угол подъема резьбы определяется по формуле

$$\varphi = arctg \frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_{ср.}}, \tag{6.27}$$

где n – число заходов резьбы;

p – шаг резьбы.

Угол трения в резьбе определяется по формуле

$$\varphi_p = arctgf_{пр.}, \tag{6.28}$$

где $f_{пр.}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля. Для крепежной метрической резьбы $f_{пр.} = 1{,}15 \cdot f$ [28].



Рисунок 6.10 – Ключ динамометрический

Для болтов крышки опоры с параметрами $d_{ср.} = 9{,}026 \cdot 10^{-3}$ м, $D_{ср.} = 14{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, $\varphi = 3^0$, $\varphi_р = 9{,}78^0$.

Тогда необходимый момент завинчивания болтов крышки опоры будет равен $M_{зав.} = 2{,}5$ Н·м.

Для завинчивания болтов и контроля величины момента затяжки при испытаниях применялся современный инструмент (рисунок 6.10) – ключ динамометрический тип MINI 1-12 N·m, соответствующий ГОСТ Р 51254–99.

6.2.4 Оборудование и методика металлографических исследований

Металлография подшипников включала в себя: микро- и макрофотографирование поверхностей колец и тел качения для определения характера дефектов, определение значений твердости поверхностей колец, по которым определяли значения накопленной упругой внутренней энергии (УВЭ). Величина накопленной УВЭ позволяла прогнозировать долговечность подшипников, а соответственно и опоры в целом. Характер дефектов тел качения позволял судить о режиме работы подшипников опоры для подтверждения теоретических положений.

Подготовка шлифов (рисунок 6.11) производилась из темплетов, рез производился перпендикулярно дорожке качения подшипника.



Рисунок 6.11 – Шлиф

Темплеты помещались в металлические обоймы и заливались клеевым составом на основе эпоксидной смолы. После выдержки в течение 24 часов при комнатной температуре, обоймы помещались в сушильный шкаф СНОЛ-3,5 с температурой 50–60 ^{0}С на 6 часов. Далее подготовка шлифов осуществлялась по методикам [15], с использованием необходимого оборудования и оснастки.

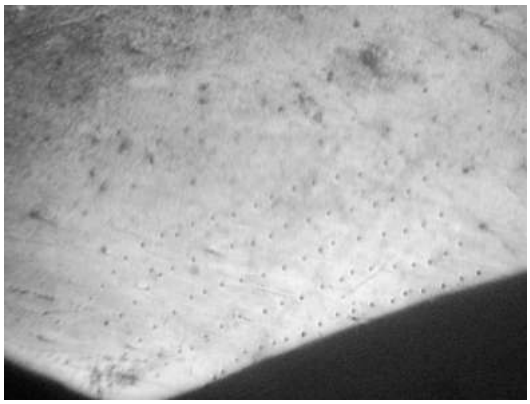
Количество образцов при исследованиях готовилось из расчета по три экземпляра для одного опыта.

Шлифы после завершения подготовительных операций подвергались макроанализу при 12–42-кратном увеличении под микроскопом МБС-2 и

микроанализу под микроскопом МИМ-8М при увеличениях в 120–1000 раз в соответствии с ГОСТ 5639–82.

Измерение микротвердости производилось на твердомере ПМТ-3 при увеличении в 485 раз. Уколы наносились в виде ряда с выдержкой расстояния от дорожки качения (рисунок 6.12) по принятой схеме (рисунок 6.13). Количество уколов в ряду колебалось от 14 до 20, что обеспечивало необходимую точность измерения твердости.

По полученным значениям микротвердости определялась накопленная УВЭ (U_e) у дорожки качения, в середине металла основы и у посадочных поверхностей подшипника качения.



1-й ряд – 0,05–0,08 мм от дорожки качения;
остальные ряды нанесены с интервалом 0,13–0,16 мм друг от друга;
увеличение 55^X

Рисунок 6.12 – Макрошлиф с рядами нанесенных уколов

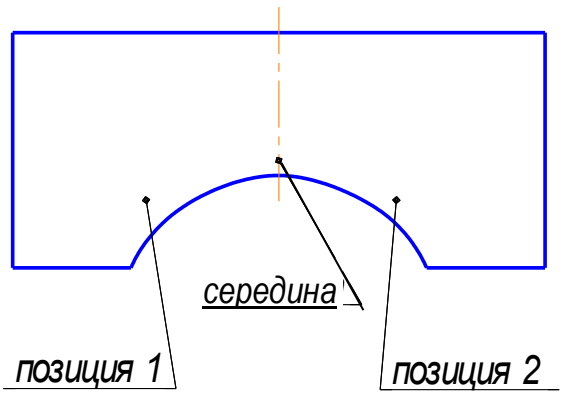


Рисунок 6.13 – Схема зон измерения микротвердости шлифов

УВЭ в материале детали, согласно [25, 29, 73, 74], определяется из равенства

$$U = U_e + U_t, \qquad (6.29)$$

где U_e – накопленная упругая энергия дефектов в материале подшипника, Дж/мм^3;

U_t – тепловая составляющая внутренней энергии в материале подшипника, Дж/мм^3.

Влияние внутренней энергии от воздействия температуры в настоящих исследованиях не учитывалось, так как U_t составляет всего 2–3% от U_e [74], поэтому значениями U_t в первом приближении можно пренебречь.

Определение значений U_e осуществлялось по зависимости, предложенной в [25, 29, 30]:

$$U_{ei} = 85 \cdot 10^{-5} \cdot \overline{H}_{\mu_i}, \tag{6.30}$$

где $\overline{H}_{\mu_i}$ – текущее значение твердости, определенное на твердомере ПМТ-3, МПа.

Начальные значения уровня УВЭ U_o определяли по значению твердости материала стали ШХ-15 в отожженном состоянии $\overline{H}_{\mu_o} = 183 - 209HB$ (взято из марочника сталей). Тогда U_o, определенное по равенству (6.30), будет находиться в интервале 1,53–1,74 Дж/мм^3.

По значениям микротвердости определялась величина УВЭ по рядам вдоль дорожки качения, а также коэффициент вариации *V*.

6.2.5 Методика обработки экспериментальных данных

Известно, что экспериментальные исследования по различным причинам всегда сопровождаются ошибками. В связи с этим истинное значение измеряемой величины отличается от каждого измерения на некоторую величину. Результат наблюдений имеет ценность только в том случае, если известна степень его точности.

Определение ошибки опытов осуществляли с применением положений и методов математической статистики [11, 13].

Если истинная величина неизвестна, то вместо нее можно принимать среднюю арифметическую вариационного ряда отдельных измерений.

Среднеарифметическое значение определяли по формуле

$$a_{ср.} = \frac{\sum_{i=1}^{m} a_i}{m}, \tag{6.31}$$

где $\sum_{i=1}^{m} a$ – сумма всех вариантов (наблюдений);

m – число вариантов.

Отклонение каждого измерения от средней величины определяли по формуле

$$\Delta a = \pm(a_i - a_{ср.}). \tag{6.32}$$

Для оценки погрешностей измерений вычисляли следующие показатели:

– среднеквадратическое отклонение:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m}(a_i - a_{ср.})^2}{m-1}}, \quad (6.33)$$

где $\sum_{i=1}^{m}(a_i - a_{ср.})^2$ – сумма квадратов отклонений всех вариантов от среднего арифметического;

– коэффициент вариации, выражающий относительную изменчивость изучаемого свойства или явления:

$$\nu = \frac{\sigma}{a_{ср.}} \cdot 100\%; \quad (6.34)$$

– доверительную зону ($a_{\alpha}^{в,н}$) среднеарифметического ($a_{ср.}$):

$$a_{\alpha}^{в,н} = a_{ср.} \pm t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{m}}. \quad (6.35)$$

Число необходимых наблюдений (вариантов) (m) определяли по [80] в зависимости от принятой надежности $\alpha = 0{,}95$ и относительной ошибки ε:

$$\varepsilon = \frac{a_{\alpha}^{в} - a_{ср.}}{a_{ср.}} \cdot 100\%. \quad (6.36)$$

6.3 Результаты экспериментальных исследований и их анализ

6.3.1 Результаты производственных испытаний

Микрометраж подшипников № 308 показал, что на первом этапе в среднем они были изношены до 0,19–0,21 мм (допустимый радиальный зазор составляет 0,2 мм), радиальный зазор подшипников № 208 – допустимый не превышал.

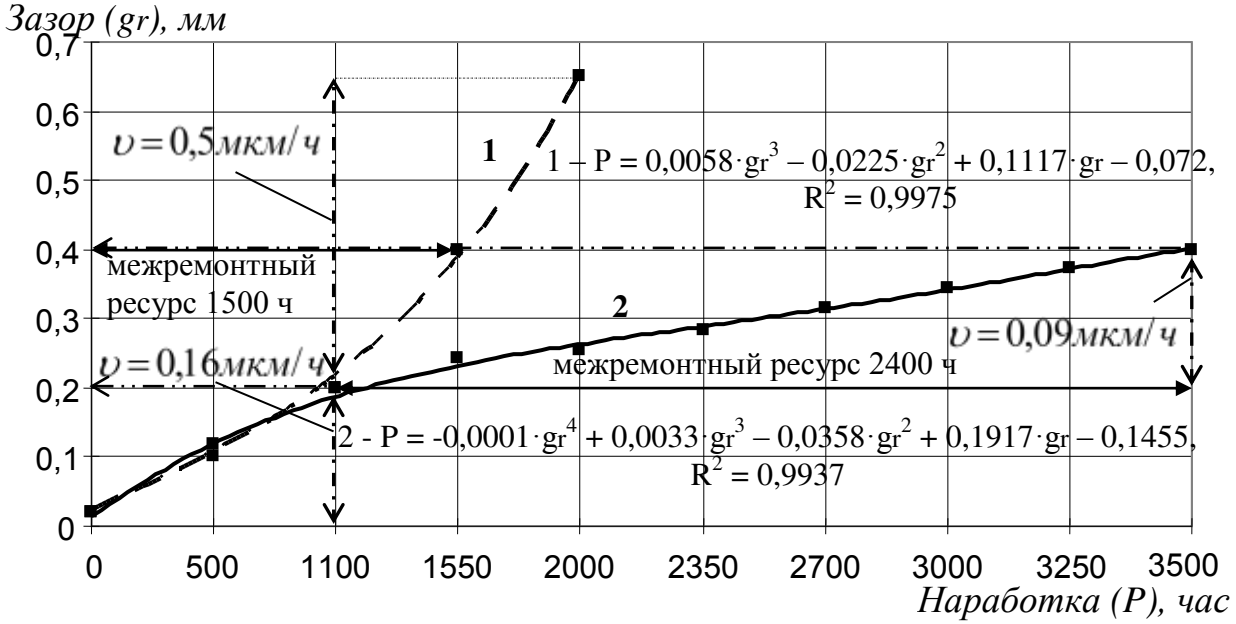
На втором этапе после проведения микрометража было установлено, что в КФХ «ИП Коробов Е.А.» (опоры без ремонта) радиальный зазор подшипников № 308 превысил предельный (0,4 мм) для данного типа подшипников и составил 0,6–0,7 мм, зазор подшипников № 208 – допустимый не превышал. В КФХ «Русь» (отремонтированные опоры) величина радиального зазора подшипников № 308 в среднем составила 0,25 мм, зазор подшипников № 208 – допустимый не превышал.

Можно определить, что скорость изнашивания подшипников до ремонта (до достижения зазора 0,2 мм) составляла 0,16 мкм/ч, при дальнейшей наработке: без ремонта – увеличилась до 0,5 мкм/ч, после ремонта – уменьшилась и составила 0,09 мкм/ч.

Для определения ресурса подшипников № 308 (до достижения ими предельного зазора 0,4 мм) и промежуточной опоры в целом (после её ремонта)

испытания были продолжены. В результате испытаний ресурс подшипников № 308 в отремонтированной опоре составляет 3400–3500 часов, при этом зазор подшипников № 208 – допустимый не превысил.

Ниже представлены графические зависимости, наглядно характеризующие изнашивание подшипников промежуточных опор ВОМ в зависимости от наработки тракторов, а также увеличение межремонтного ресурса опор, отремонтированных разработанным способом при допустимой величине зазора в подшипниках № 308 (0,2 мм) (рисунок 6.14).



1 – опора с новыми подшипниками; 2 – опора, отремонтированная разработанным способом при допустимом зазоре в подшипниках

Рисунок 6.14 – Изменение величины радиального зазора подшипников № 308 промежуточной опоры ВОМ в зависимости от наработки

Проведенные производственные испытания показали эффективность разработанного способа ремонта промежуточной опоры ВОМ трактора ХТЗ-150К-09 и позволили сделать следующие выводы.

1. Применение разработанного способа ремонта подшипникового узла, когда величина радиального зазора в подшипниках равна допустимому (0,2 мм), позволяет при последующей наработке уменьшить скорость нарастания зазора в 1,7 раза, по сравнению с узлом, который не ремонтировался, в 5 раз.

2. С использованием разработанного способа межремонтная наработка составляет 2400 часов, что в 1,6 раза больше, чем при традиционном способе ремонта узла (1500 часов), который заключается в замене изношенных подшипников.

3. Расчетный ресурс подшипников № 308 равен 3000 ч [7]. С использованием разработанного способа ремонта ресурс подшипников будет на 16% больше расчетного.

6.3.2 Результаты металлографических исследований

Для выяснения влияния разработанного способа на долговечность подшипникового узла были проведены более глубокие исследования – металлографический анализ состояния поверхностей колец и тел качения подшипников промежуточной опоры ВОМ после ремонта по окончании производственных испытаний. Результаты представлены в таблицах 6.2–6.4.

Таблица 6.2 – Средние значения микротвердости и УВЭ нового подшипника № 308

Зона измерения (расстояние от дорожки качения) микротвердости, мм	Зона измерения микротвердости ($\overline{H}_\mu$) по ширине дорожки качения								
	позиция 1			середина			позиция 2		
	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3
0,07–0,11	7611	0,45	6,47	7645	0,50	6,50	7562	0,42	6,43
0,17–0,22	7501	0,32	6,38	7437	0,43	6,32	7396	0,44	6,29
0,28–0,32	7901	0,33	6,72	8228	0,37	6,99	8463	0,45	7,19
0,41–0,45	8428	0,40	7,16	7967	0,47	6,77	8229	0,46	6,99
сердцевина ~ 2,62	8317	0,43	7,07	8196	0,31	6,97	7983	0,36	6,79

Результаты измерения микротвердости нового подшипника по слоям показывают, что микротвердость в интервале 0,07–0,32 мм от поверхности дорожки качения несколько ниже, чем в сердцевине. Это может быть объяснено понижением концентрации углерода у поверхности дорожки качения при нагреве детали-заготовки перед термообработкой. Структура металла основы соответствует эталону структур для новой детали, а твердость лежит в интервале 61–65 HRC [41], что также соответствует техническим требованиям. Термообработка повысила УВЭ материала стали ШХ-15 более чем в 4 раза.

Приведенные в таблице 6.2 результаты необходимы как исходные данные для сравнения с изношенными подшипниками опор: отремонтированными и без ремонта.

Сравнение результатов, представленных в таблицах 6.2 и 6.3, показывает, что изношенный подшипник (предельный зазор) опоры без ремонта имеет на глубине 0,30–0,41 мм на 53% больше накопленной УВЭ, чем новый. Причем тенденция увеличения упругой энергии для всего объема колец изношенных подшипников выглядит закономерной. Сопоставление накопленной УВЭ по ширине дорожки качения отмечает – боковые поверхности накапливают УВЭ более интенсивно, соблюдая тенденцию более высокого её значе-

ния на глубине 0,30–0,40 мм. Это дает основание утверждать, что радиальный подшипник работал в режиме преобладающих осевых нагрузок, а следовательно, изнашивание происходило преимущественно за счет истирания рабочих поверхностей колец и тел качения.

Таблица 6.3 – Средние значения микротвердости и УВЭ изношенного подшипника № 308 (предельный зазор) опоры без ремонта

Зона измерения (расстояние от дорожки качения) микротвердости, мм	Зона измерения микротвердости ($\overline{H}_\mu$) по ширине дорожки качения								
	позиция 1			середина			позиция 2		
	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3
0,03-0,07	10931	0,58	9,29	10804	0,63	9,18	11167	0,70	9,49
0,09-0,12	10632	0,48	9,04	10431	0,57	8,87	10510	0,53	8,93
0,17-0,20	10145	0,65	8,62	10603	0,61	9,01	9692	0,74	8,24
0,25-0,28	11237	0,47	9,55	10915	0,52	9,28	11168	0,38	9,49
0,32-0,35	11858	0,53	10,08	11324	0,55	9,63	12309	0,49	10,46
0,41-0,44	11632	0,54	9,89	11098	0,46	9,43	11282	0,47	9,59
0,49-0,54	11096	0,44	9,43	9744	0,37	8,28	10860	0,47	9,23
0,60-0,64	9617	0,44	8,17	8796	0,40	7,48	9741	0,51	8,28
сердцевина ~ 2,20	9774	0,51	8,31	9112	0,39	7,75	9975	0,39	8,48
у наружной поверхности	9585	0,38	8,15	9200	0,35	7,82	9849	0,41	8,37

Нарастание УВЭ влечет за собой увеличение микротвердости, причем в переводе на HRC это составит > 72–68 HRC. Таким образом, значение твердости по Виккерсу (как более точное, чем по Роквеллу) является диагностическим параметром на остаточный ресурс подшипников – этому моменту в монографии посвящен раздел 5.

Полученные результаты по микротвердости изношенного подшипника хорошо отражают физическую сущность твердости и механизма разрушения, при трении качения, материала стали ШХ-15. Твердость материала стали ШХ-15 определяется средней величиной скрытой УВЭ, накопленной в процессе эксплуатации изделия. Накопление УВЭ происходит как в ядре дислокации (трещины и другие дефекты структуры), так и во всем объеме материала [23, 25, 73].

Таблица 6.4 – Средние значения микротвердости и УВЭ изношенного подшипника № 308 (предельный зазор) отремонтированной опоры

Зона измерения (расстояние от дорожки качения) микротвердости, мм	Зона измерения микротвердости ($\overline{H}_\mu$) по ширине дорожки качения								
	позиция 1			середина			позиция 2		
	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3	$\overline{H}_\mu$, МПа	V	УВЭ, Дж/мм^3
0,06-0,09	9917	0,41	8,43	8405	0,52	7,15	9145	0,47	7,77
0,16-0,18	8999	0,58	7,65	8009	0,49	6,81	8525	0,48	7,25
0,27-0,34	10916	0,42	9,28	8347	0,53	7,09	10743	0,55	9,17
0,38-0,43	10415	0,55	8,85	9059	0,51	7,70	10884	0,45	9,25
0,49-0,52	9533	0,44	8,10	8878	0,46	7,55	8970	0,42	7,63
0,59-0,65	9643	0,49	8,20	8566	0,37	7,28	9499	0,49	8,07
сердцевина ~ 3,12	8478	0,56	7,21	8402	0,41	7,14	8706	0,34	7,40
у наружной поверхности	8644	0,39	7,35	8471	0,41	7,20	8775	0,35	7,46

Анализ данных таблицы 6.4 показывает, что распределение микротвердости и УВЭ по ширине беговой дорожки качения подшипника (предельный зазор) отремонтированной опоры идентично изношенному подшипнику (предельный зазор) опоры, которая не ремонтировалась. Однако величина накопленной УВЭ материалом подшипника отремонтированной опоры на 17–23% меньше. Установленный факт подтверждает, что после проведения ремонтных операций у подшипника скорость нарастания УВЭ, при трении качения, уменьшается.

Чтобы уточнить результаты проведенных исследований далее применялись методы металлографии шлифов, подверженных испытанию на твердость.

Основные дефекты у колец изношенных подшипников (опора не ремонтировалась) представлены в виде семейства развитых трещин различной ориентации (рисунок 6.15: 1 и 2 позиции). Основная часть трещин располагается почти под прямым углом к беговой дорожке подшипника, ряд других под углом ~ 30^0, которые расположены на глубине 0,38–0,57 мм в области повышенной энергонасыщенности (до 10,46 Дж/мм^3) материала подшипника.

Другая особенность формирования трещин в том, что все они обнаруживаются в области высоких значений накопленной УВЭ 9,30–10,46 Дж/мм^3 на

глубине 0,27–0,58 мм от поверхности дорожки качения подшипника. Полученные результаты хорошо согласуются с результатами исследований Б.И. Костецкого [31], проведенных при изучении усталостного изнашивания на подшипниках качения. Б.И. Костецкий отмечает, «что при соприкосновении двух упругих тел с пространственно-криволинейными поверхностями, под нагрузкой максимальные касательные напряжения τ_{max} возникают не на поверхности соприкосновения тел, а на некоторой глубине $y = 0{,}78 \cdot a$, где a – половина ширины площадки нагружения».

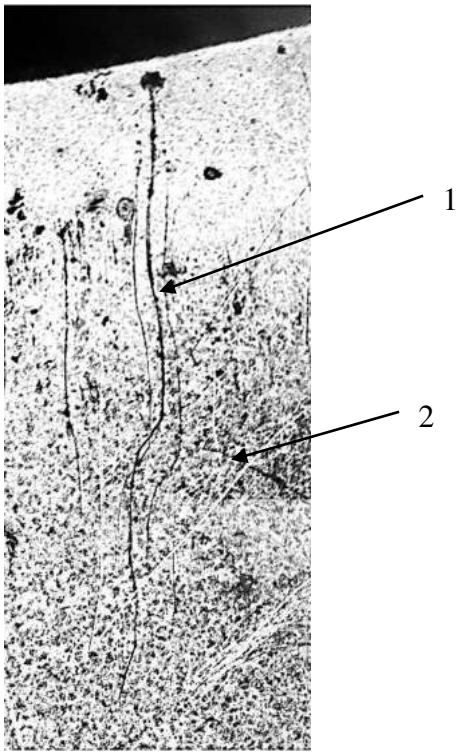


Рисунок 6.15 – Семейство развитых трещин в области накопленной УВЭ 9,50–10,46 Дж/мм^3 (увеличение 200^X)

У подшипников отремонтированных опор, накопленная УВЭ которых составляет от 9,2 до 7,40 Дж/мм^3, область залегания семейства трещин такая же (рисунок 6.16). Однако трещины находятся в зачаточном состоянии и сформировались по griffитсовому механизму в той области, где накопленная УВЭ превысила 8,38 Дж/мм^3, что соответствует плотности внутренней энергии F_{e_α} при температуре плавления ($\Delta H_{тв}$).

Далее нами выявлено, какие повреждения образуются на поверхности тел качения (шариков) подшипников в процессе эксплуатации опор отремонтированных и без ремонта.

На рисунках 6.17–6.19 представлены характерные повреждения шариков подшипника, установленных в опоре, не подвергавшейся ремонту, и достигших предельного состояния (зазор > 0,4 мм), – натиры и задиры.

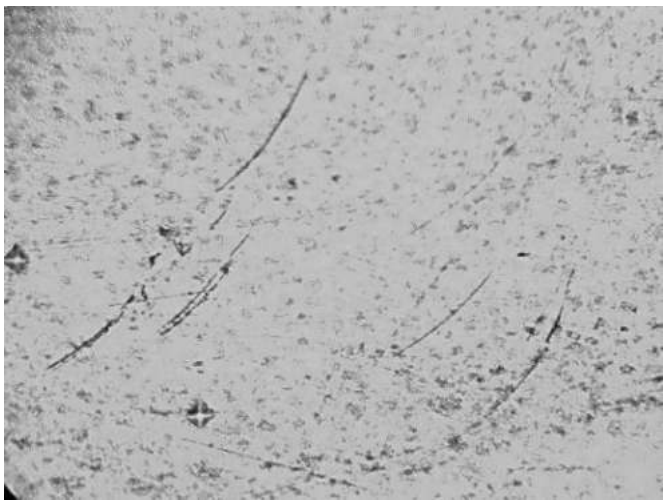


Рисунок 6.16 – Зарождение семейства трещин в области повышенных значений накопленной УВЭ, 4-й – 5-й ряд уколов пирамиды ПМТ-3, глубина 0,27–0,45 мм (увеличение 400^{X})

Фотографии представлены при последовательном увеличении в 24 и 120 раз. Такая методика позволяет детально проработать особенности разрушения поверхности.

Анализ формы поверхностного разрушения шариков подшипников, представленных на рисунках 6.17–6.19, позволяет утверждать, что натир является первичным и в процессе эксплуатации подшипника переходит в более разрушительную фазу – задир.

На рисунке 6.17 более детально представлен натир поверхности шарика.

При этом поверхность с натиром не имеет направленного износа как задир (рисунок 6.19 *в*).

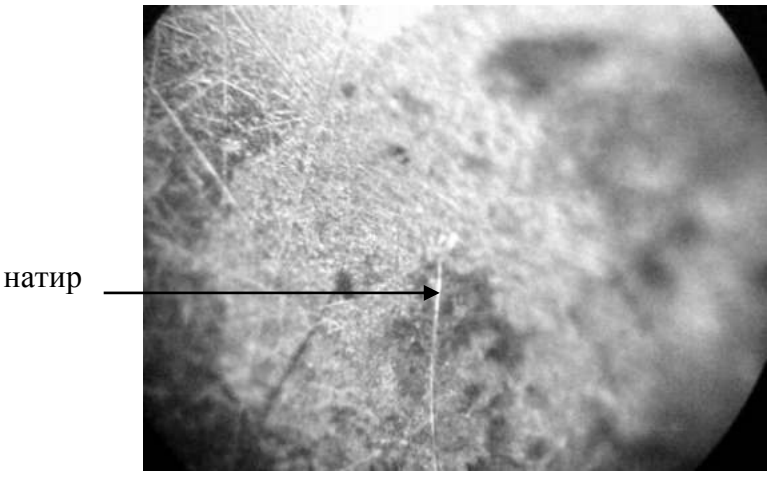


Рисунок 6.17 – Натир на поверхности шарика подшипника опоры без ремонта (увеличение 120^{X})

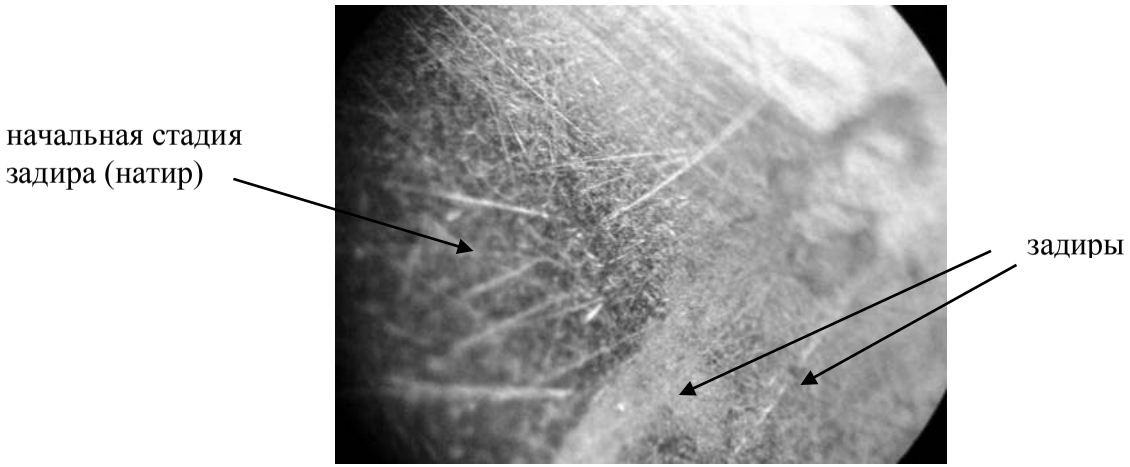
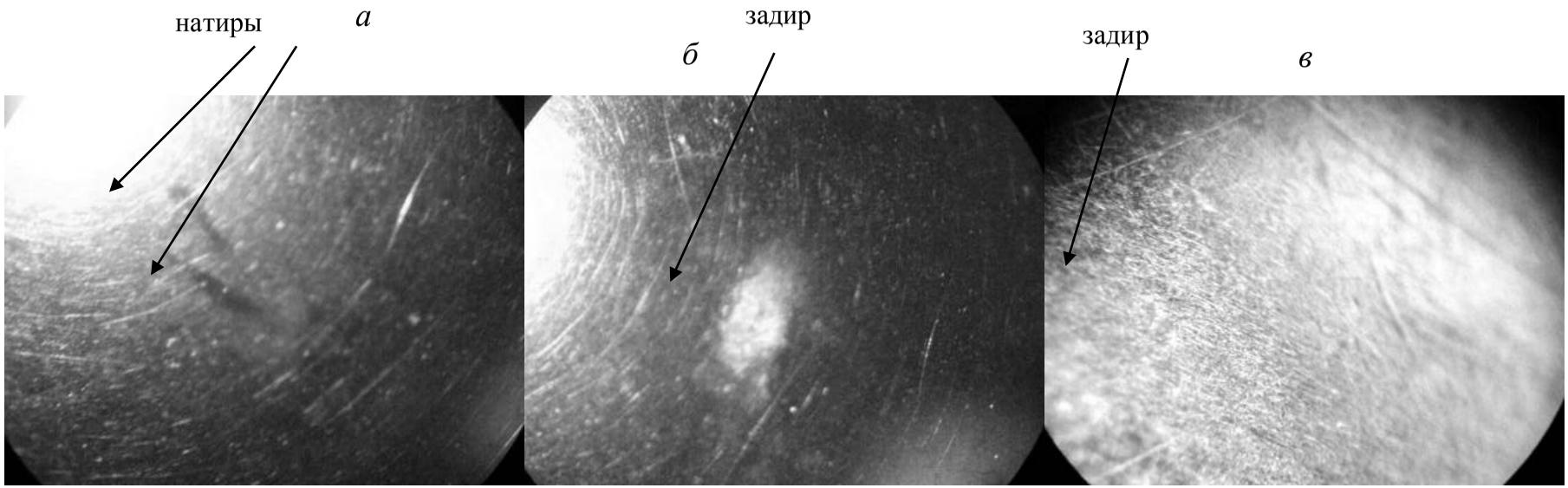
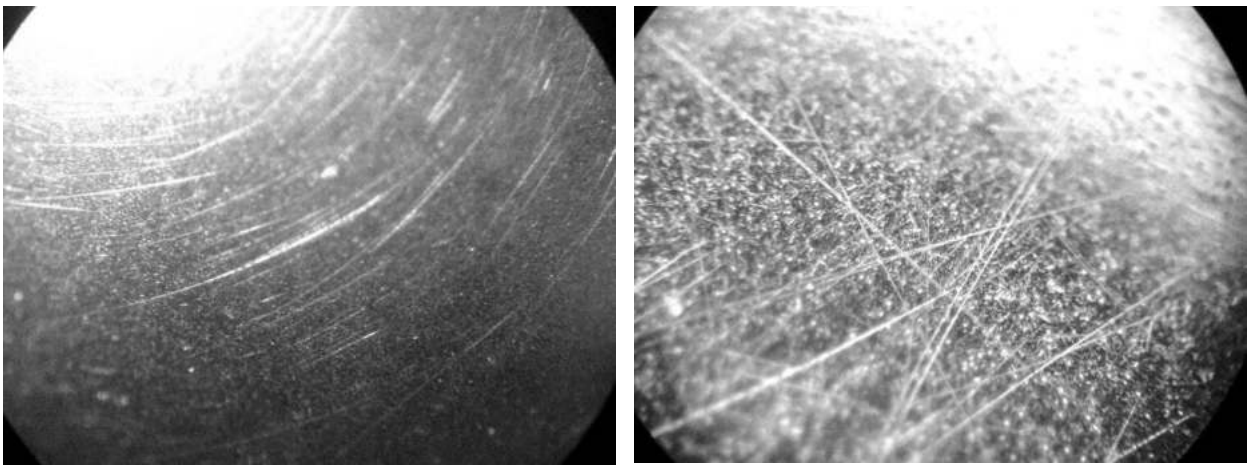


Рисунок 6.18 – Область задиров на поверхности шарика подшипника опоры без ремонта (увеличение 120^{X})



а и *б* – увеличение 24^{X}; *в* – увеличение 120^{X}

Рисунок 6.19 – Область натиров и задиров на поверхности шарика подшипника опоры без ремонта



а *б*

а – увеличение 24^X; *б* – увеличение 120^X

Рисунок 6.20 – Поверхность шарика подшипника отремонтированной опоры

Из приведенных микро- и макрофотографий следует, что тела качения подшипников отремонтированной опоры (рисунок 6.20) следов натиров, задиров, то есть скольжения, не имеют, полностью приработались и имеют очень гладкую поверхность. Тогда как поверхность тел качения подшипников в опоре без ремонта имеет явные следы скольжения, еще не приработана, а подшипники следует уже выбраковывать. Ряд рисок имеют сложную форму и могут быть определены как трещины.

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы.

1. Боковые поверхности дорожек качения колец подшипников накапливают УВЭ более интенсивно, что доказывает их работу в режиме преобладающих осевых нагрузок.

2. Изношенные подшипники (предельный зазор) опор без ремонта имеют на глубине 0,30–0,41 мм на 53% больше накопленной УВЭ, чем новые.

3. Дефекты изношенных подшипников (предельный зазор) опор без ремонта:

– у колец представлены семейством развитых трещин различной ориентации ~ 30^0, ~ 90^0, расположенных на глубине 0,38–0,57 мм в области повышенной энергонасыщенности 9,30–10,46 ДЖ/мм^3;

– у тел качения – областями натиров, задиров, поверхность не приработана.

4. Дефекты подшипников (предельный зазор) отремонтированных опор:

– у колец – семейство трещин, область залегания которых такая же, однако находятся они в зачаточном состоянии;

– тела качения имеют гладкую, хорошо приработанную поверхность.

5. У подшипников отремонтированных опор скорость накопления УВЭ меньше, что подтверждает увеличение ресурса промежуточной опоры ВОМ, по механизму накопления УВЭ, на 17–23%.

6.4 Обоснование стратегий ремонтно-технических воздействий для обеспечения безотказной работы технологических комплексов

6.4.1 Предотвращение отказов

Основной причиной накопления отказов машин является изменение параметров, которые накапливают физико-химические изменения в элементах, узлах и деталях [103]. Именно поэтому агрегат во время эксплуатации может переходить из одного состояния в другое. Данное положение нашло отражение в ГОСТ 27.002-83 «Надежность в технике», в котором предусмотрена следующая градация состояний эксплуатируемой техники: исправное, работоспособное, предельное.

В исправном состоянии объект соответствует всем требованиям нормативно-технической документации. Работоспособное состояние – это состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической документации. Предельное состояние объекта – это такое состояние, при котором его дальнейшее применение недопустимо или нецелесообразно.

Процесс предотвращения отказов в общем виде заключается в том, что при достижении параметром агрегата значения, равного упреждающему допуску (ГОСТ Р 59816-2021), параметр определенным образом будет возвращен в область, предусмотренную нормативно-технической документацией. Введение упреждающих допусков на параметры агрегата позволяет значения параметров разделить на три области, соответствующие трем состояниям агрегата: исправному, предотказовому (состояние, когда требуется проведение работы по предотвращению отказа) и неработоспособному. Необходимость проведения работ по предотвращению отказов, т. е. по управлению техническим состоянием, определяется в процессе ТО. В связи с этим в структуре ТО должна быть разработана система правил управления техническим состоянием агрегата. Такая система правил составляет стратегию ТО. В структуре технического обслуживания сельскохозяйственной техники может быть стратегия ТО по наработке и по состоянию.

Предотвращение отказов в любой системе ТО основано на определении технического состояния эксплуатируемого объекта. Для стратегии по наработке мерой технического состояния эксплуатируемого изделия является наработка, расход топлива.

В стратегии ТО по состоянию является либо показатель надежности эксплуатируемого изделия, либо значение одного или нескольких параметров, характеризующих работоспособность.

Систематизация и классификация любой системы технического обслуживания, в которой реализуется процесс предотвращения отказов, основаны на разделении их по видам, стратегиям и методам.

Конечная цель ТО – предотвращение отказов сельскохозяйственной техники. Для этого необходима определенная информация о состоянии агре-

гатов. Однако современный уровень развития средств контроля технического состояния не позволяет достаточно просто определить многие изменения, происходящие в элементах машин. Кроме того, во многих случаях нельзя с достаточной точностью установить влияние отдельных элементов на выходные характеристики сложных технических систем. Поэтому, учитывая возможность предупреждения отказов при проведении профилактических работ, все отказы агрегатов можно разделить на предотвращаемые и непредотвращаемые. Предотвращаемыми называют такие отказы, появление которых можно обнаружить по наблюдаемым изменениям элементов в данных условиях. Примерами отказов такого рода могут служить: отказ генератора из-за уменьшения высоты щеток, ослабление ремня вентилятора и т. д. В основном к предотвращаемым отказам относятся постепенные отказы, однако не все постепенные отказы можно предотвратить. Так, иногда трудно определить медленные изменения параметров разных элементов. С другой стороны, не все внезапные отказы относятся к непредотвращаемым, поскольку появление некоторых внезапных отказов может быть предсказано на основе статистических закономерностей их возникновения во времени. Например, известно, что время безотказной работы для многих элементов сельскохозяйственной техники подчиняется закону распределения Вейбулла.

Время безотказной работы других элементов может быть определено другими законами, которые устанавливаются по результатам наблюдений.

Деление отказов на предотвращаемые и непредотвращаемые весьма условно. Оно вводится для оценки эффективности профилактических работ. Совершенствование методов диагностирования приводит к тому, что все большая часть изменений может быть обнаружена и предотвращена.

Соотношение между числом предотвращаемых и непредотвращаемых отказов различных машин оценивается коэффициентом характера отказов:

$$A(t) = \frac{n_{np}(t)}{\left(n_{np}\,(t) + n_{\text{непр}}(t)\right)},$$

где $n_{пр}(t)$ и $n_{непр}(t)$ – число предотвращаемых и непредотвращаемых отказов в данном типе агрегатов.

На значение коэффициента характера отказов любого типа агрегатов влияет большое число конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов: свойства материалов и технология изготовления, неравномерность сопротивления, условия эксплуатации, длительность и режимы работы и т. д.

Коэффициент характера отказов определяется статистически. Его величина существенно зависит от наработки машин. Число предотвращаемых отказов зависит от качества выполнения работ. Процесс предотвращения отказов сельскохозяйственных агрегатов состоит из выявления неисправностей (диагностика) и операций по их устранению (настройка, регулировка, ремонт и т. д.).

Длительность выявления и устранения неисправностей зависит от многих факторов: квалификации обслуживающего персонала, конструкции машины, наличия средств диагностирования, приспособленности агрегатов к ремонтно-техническим воздействиям. Многообразие факторов указывает на то, что процессы выявления и устранения неисправностей подчиняются статистическим закономерностям. Некоторую часть работ можно представить как регулярный процесс. Это в основном регламентированные однотипные работы, а также проверка узлов и механизмов при помощи встроенных автоматических средств контроля.

Длительность проведения ТО (T_n) определяется затратами времени на выявление t_B и устранение неисправностей (t_y) $t_n = t_в + t_y$.

Одной из характеристик случайного процесса выявления неисправностей является интенсивность выявления, под которой понимают отношение обнаруженных (выявленных) в единицу времени к числу неисправностей, оставшихся невыявленными к данному моменту времени.

Случайный процесс выявления неисправностей при проведении профилактических работ характеризуется интенсивностью и вероятностью выявления неисправностей: $P_{пр} = 1\text{-}\exp(\text{-}\mu t_n)$.

Часто процесс выявления неисправностей при ТО носит многоэтапный характер: внешний осмотр, проверка прочности креплений, контактов, разборка для доступа к необходимым элементам, контрольные испытания, проверка работоспособности и настройка параметров по техническим требованиям.

Учитывая, что процесс выявления и устранения неисправностей носит случайный характер, возможно повторение процедур поиска и устранения неисправностей. Если число этапов равно K и каждый из них характеризуется случайной длительностью ($\text{-}t_i$) и интенсивностью выявления μ_i, то вероятность предотвращения отказов $\mathrm{P_{пр}}(t) = 1 - exp(-\mu_i t_i)$.

Результат определения вероятности предотвращения отказов, вычисленный по формулам, должен быть скорректирован на величину, пропорциональную доле непредотвращения при данной системе технического обслуживания отказов.

Регулярный процесс проведения технического обслуживания характерен заранее известными последовательностью и продолжительностью каждой операции. Вероятность того, что неисправные элементы не будут обнаружены в данном случае, обусловлена несовершенством диагностических средств, что может привести к пропуску имевшегося отказа (вероятность невыявления отказа по этой причине обозначим β); недостатком времени технического обслуживания (низкая квалификация персонала). Вероятность выявления неисправности в последнем случае пропорциональна времени обслуживания.

Считая обе причины невыявления неисправностей взаимно независимыми событиями, вероятность выявления неисправности для регулярного процесса T_{o1} представим в виде $P_{пр}(t) = (1 - \beta)\alpha T_n$.

Это подтверждает зависимость вероятности выявления неисправности от характеристик средств контроля и квалификации обслуживающего персонала.

6.4.2 Эффективность технического обслуживания

Система технического обслуживания технологических комплексов относится к классу сложных систем. Это подтверждается тем, что в ней взаимодействует большое число разнородных элементов (различные типы агрегатов, средства ТО, обслуживающий персонал и т. д.), имеющие цель – эксплуатационное обеспечение своевременного и качественного выполнения технологического процесса. Между отдельными частями системы ТО существуют сложные функциональные связи. Поэтому как всякая сложная система ТО характеризуется разнообразными показателями. К ним относятся экономические затраты, показатели качества работы, показатели затрат труда и другие. Из показателей системы ТО рассмотрим те, которые предусмотрены ГОСТ 18322-2016.

Средняя продолжительность ТО:

$$T_{cp}=\frac{\sum T_i}{n},$$

где T_i – математическое ожидание продолжительности Тс одного ТО данного вида при n ТО за определенный период эксплуатации.

Средняя суммарная трудоемкость ТО:

$$T_{\text{то}} = \sum \text{To}i\ n,$$

где *Tmoi* – математическое ожидание продолжительности n_i за определенное время.

При экспоненциальном законе распределений времени между отказами зависимости между основными количественными характеристиками будут выражены следующими формулами.

Вероятность безотказной работы:

$$\text{P}(t)= e^{-\lambda t}.$$

Вероятность отказа:

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t}.$$

Среднее время безотказной работы:

$$T_p = \frac{1}{\lambda}.$$

Время между отказами (частота отказов): $a(t) = \lambda e^{-\lambda t}$.

Вероятность восстановления работоспособности:

$$V(t).= 1 - e^{-\mu t}.$$

Среднее время простоя комплекса из-за технических отказов:

$$T_v = T_p \left(\frac{\sum nitvi}{tpi}\right).$$

Интенсивность восстановления комплекса:

$$\mu = \frac{1}{T_V}.$$

Стационарное значение коэффициента готовности:

$$K_{\text{г}} = \frac{T_p}{\left(T_p + T_B\right)} = (1 + \lambda T_B)^{-1}.$$

При $t \to \infty P(t)$= $К_{г.}$ Коэффициент готовности есть вероятность застать систему в исправном состоянии в любой момент времени при установившихся условиях эксплуатации.

В большинстве случаев эффективность способов обеспечения надежности оценивается по показателю оперативной готовности:

$$K_{о\text{г}} = Kr(t)P_N(t),$$

где $K\text{г}(t)P_{\text{и}}(t)$ – показатели надежности.

Введением в показатели системы ТО единичных и комплексных показателей надежности подчеркивается тот факт, что характеристики системы ТО во многих случаях существенно влияют на показатели качества используемых технологических комплексов, в том числе на надежность их работы.

Эксплуатация технологических комплексов обусловлена определенными затратами, такими как заработная плата, расходы на топливо и материалы, запасные части и инструменты, амортизационные отчисления, отчисления на капитальный ремонт, техническое обслуживание и хранение. Затраты на эксплуатацию в различных условиях работы комплексов неодинаковы. Однако стоимость эксплуатации достаточно высока, и ее необходимо учитывать при оценке эффективности. Значительное место в эффективности технологических комплексов занимают трудозатраты, которые оцениваются заработной платой.

Оценка эффективности эксплуатационного обеспечения технологических комплексов и системы их ТО должна производиться по критерию, который предполагает установление зависимостей между характеристиками агрегатов, характеристиками системы технического обслуживания и показателями работы технологических комплексов. Ввиду многообразия связей между этими характеристиками аналитическое выражение такого критерия получается громоздким и трудным для анализа. Поэтому влияние системы ТО на

характеристики технологических комплексов часто оценивают с помощью частных критериев, таких как:

коэффициент технической эффективности:

$$Э = \frac{(Н_п - Н_и)}{Н_п},$$

где $H_п$ и $H_и$ – значение показателя надежности проектируемой и исходной стратегии технического обслуживания;

коэффициент эффективности предотвращения отказов.

Найдем взаимосвязи показателей системы ТО с характеристиками используемого комплекса. Допустим, что в период нормальной эксплуатации возможно применение экспоненциального закона надежности.

Тогда вероятность отказа обслуживаемого комплекса будет:

$$Q_{об} = 1 - e^{-\frac{t}{Tоб}}; \quad Q_о = 1 - e^{\frac{t}{Tо}},$$

следовательно, $Э_{то} = \frac{T_{об}}{Т_о} = \frac{Q_о}{Q_{об}} = \frac{п}{п_{об}}$.

Полученный критерий показывает, что эффективность процесса предотвращения отказов зависит от характеристик объекта эксплуатации и качества выполнения технических воздействий.

Из приведенных выражений видно, что на эффективность технического обслуживания влияет много факторов, в том числе и приспособленность машин к предотвращению отказов.

6.4.3 Стратегии ремонтно-технических воздействий

Работоспособность техники в сельском хозяйстве поддерживается системой технического обслуживания и ремонта машин. Своевременные и целесообразные по объему профилактические работы позволяют не только сохранить технические характеристики машин, но и снизить эксплуатационные расходы.

В период эксплуатации в сложных машинах отказы часто носят скрытый характер, для их выявления требуется диагностирование, что ведет к дополнительным затратам. Перед инженерной службой часто встает проблема: продолжать эксплуатацию техники, если эффективность ее функционирования снижается, или провести профилактические работы. Во многих случаях приходится выбирать такой метод профилактики, который позволяет минимизировать суммарные потери, учитывающие затраты, связанные с ухудшением эффективности технического устройства и затратами на профилактику.

Качество функционирования техники определяется количественными характеристиками: коэффициентом готовности; коэффициентом оперативной готовности; суммарными издержками за единицу времени или на единицу продукции.

Во многих случаях оценку осуществляют по совместным экономическим и техническим показателям, где один берется в качестве критерия, а другие в виде ограничений.

Для решения задачи обеспечения надежности за счет применения стратегий технического обслуживания комплекса необходимо располагать количественными оценками стратегий, основанных на вычислении их показателей.

При организации эксплуатации вначале необходимо рассмотреть различные виды технического обслуживания нерезервированного комплекса и выбрать наиболее эффективный из них. Если реализованный способ ремонтно-технических воздействий не обеспечивает требуемого уровня надежности, то вводится резервирование.

В качестве показателя надежности рассмотрим коэффициент оперативной готовности и по показателю технической эффективности выберем наилучшую стратегию обслуживания.

Стратегия 0. Обслуживание технологического комплекса в период интенсивной эксплуатации не проводится.

Коэффициент оперативной готовности определяется по формуле

$$К_{00} = \frac{(1-\exp-(\lambda_0 t_э))}{\lambda_0 t_э}, \qquad (6.37)$$

где λ_o – интенсивность отказов технологического комплекса; $t_э$ – время эксплуатации комплекса.

Стратегия 1. Периодическое техническое обслуживание предусматривает плановую проверку и восстановление (неплановый ремонт) всех отказавших элементов комплекса. С момента устранения отказа до проведения восстановительных работ планируется новый период для планового обслуживания, и весь процесс повторяется.

В качестве упрощенной зависимости для коэффициента оперативной готовности можно принять

$$K_{01} = \left(1 - exp - (\lambda_0 \ t_п)\right) [(t_п + t_в)\ \lambda_0]^{-1}, \qquad (6.38)$$

где t_n – периодичность обслуживания; t_B – время проведения ремонтно-технических воздействий.

Стратегия 2. Неплановый ремонт проводится после самостоятельного проявления отказа в случайные моменты времени.

Отказ проявляется в среднем через время t_0. В течение $t_{оуK}$ техническое устройство (агрегат, звено) простаивает в неработоспособном состоянии.

Неплановый ремонт начинается в случайный момент времени и длится в среднем t_B. При этом заменяют или ремонтируют отказавший элемент, а так-

же устраняют последствия отказов. После ремонта весь процесс функционирования техники повторяется.

Технологические комплексы, эксплуатируемые по данным правилам, подвергаются только неплановым восстановительным работам, связанным с проявлением отказов. Для характеристики данной стратегии эксплуатации численные значения коэффициента оперативной готовности определяют из выражения

$$K_{02} == \frac{1}{(\lambda_0+\mu)t_э}\left\{\frac{\mu}{\lambda_0}\left[1-exp(-\lambda_0 t_э)\right]+\frac{\lambda_0}{\lambda_0+\mu}\left[1-exp-(\lambda_0+\mu)t_э\right]\right\}, \quad (6.39)$$

где λo – интенсивность отказов; μ – интенсивность восстановления отказов; $t_э$ – время эксплуатации комплекса; t_c – среднее время выявления скрытого отказа.

В случае, если отказы возникают мгновенно, то полагают $t_c = 0$. Если отказ самостоятельно проявиться не может ($t_c = \infty$), то такие машины эксплуатировать по данной стратегии нельзя, так как в этом случае

$$K_г = K_{oг} = 0.$$

Стратегия 3. Комбинированное обслуживание предполагает:

1. Через промежуток времени $t_п$ за время $t_в$ производится периодическое ТО всех звеньев комплекса.

2. В процессе эксплуатации контролируется исправность части элементов таким образом, что контролем охватывается поток отказов $\lambda_1 = \delta\,\lambda$ из общего потока λ.

3. При обнаружении отказов контролируемых элементов восстанавливается их работоспособность с интенсивностью μ.

Тогда коэффициент оперативной готовности будет:

$$K_{03} = \frac{1}{t_п + t_в}\left\{\frac{\mu\,[1-exp-(1-\delta)t_п]}{(1-\delta)\lambda(\delta\lambda-\mu)}+\frac{\delta\lambda[1+exp-(\lambda+\mu)t_п]}{(\delta\lambda+\mu)(\lambda+\mu)}\right\}. \quad (6.40)$$

Эффективность стратегии 3 по сравнению со стратегией 1 или 2 определяется из выражений:

$$R_{3/1} = \frac{K_{03}}{K_{01}-1};\; R_{3/2} = \frac{K_{03}}{K_{02}-1}.$$

Для обслуживания со случайным периодом интенсивность обслуживания может быть определена из выражения

$$\mu_н \approx \lambda\left(1-exp-(\lambda t_п)\right)\left[exp-(\lambda t_п)-(1-\lambda t_п)+\lambda t_п\right]^{-1}. \quad (6.41)$$

Следует иметь в виду, что значение $\mu_н$ указывает рациональные границы применения различных видов ТО. Если на практике $\mu > \mu_н$, то более высокие характеристики надежности обеспечивает применение обслуживания со

случайным периодом. В противном случае предпочтительнее применять периодическое ТО.

Стратегия 4. Профилактическое обслуживание с введением резервных элементов.

В случаях, когда обеспечение заданного уровня надежности системой ТО не достаточно, тогда применяют резервирование элементов комплекса. Для системы с резервированием при ТО с проверкой всех элементов системы можно определить ее работоспособность, если она обеспечивается исправной работой хотя бы одного элемента по формуле

$$P_и(t)=1-\prod_{i=1}^{N}(1-\exp(-\lambda_i t)).$$

Для систем, работоспособность которых определяется исправной работой не менее *x* элементов, надежность при $P_i = P_j = P_x$ равна:

$$P_и(t)=\sum_{j=0} C_N \; P^{N-j}\,(1-P)^j.$$

Допустим, что система состоит из *N* резервированных подсистем и при ТО проверяются все элементы. Тогда при $\lambda = \lambda_j$ коэффициент оперативной готовности будет:

$$K_{04}=\frac{1}{t_п+t_в}\sum_{j=1}^{N}(-1)^{j+1}\frac{C_N^j}{j_\lambda}\left(1-exp(-j\lambda t_п)\right).$$

При *N*= 1 формула преобразуется к виду

$$K_{04}=(1-\exp(-\lambda t_п))[\lambda\,(t_п+t_в)]^{-1}.$$

При стратегии технического обслуживания по состоянию с контролем параметров с периодичностью t_n производится диагностирование работоспособности в течение времени $t_д < t_{TO}$. При обнаружении отказа машину восстанавливают. В этом случае коэффициент оперативной готовности будет:

$$K_{oг}=\frac{t_0\left[1-exp\left(\frac{-t_{TO}}{t_0}\right)\right]exp\left(\frac{-t_з}{t_0}\right)}{t_B\left[1-exp\left(\frac{-t_{To}}{t_0}\right)\right]+t_{TO}+t_д},$$

где t_o – наработка на отказ; t_{TO} – время на плановое ТО и на диагностирование.

При другой стратегии, когда контроль работоспособности проводится с периодичностью $t_к$, по достижении наработки *t* проводится ТО в течение t_{To} и при возникновении отказа машина восстанавливается (смешанная стратегия) коэффициент оперативной готовности будет:

$$K_{ог} = \frac{t_0\left[1-exp\left(\frac{-t}{t_0}\right)\right]exp\left(\frac{-t_з}{t_0}\right)}{t_в\left[1-exp\left(\frac{-t}{t_0}\right)\right]t_{ТО}\,exp\left(\frac{-t}{t_0}\right)+(t_k+t_B)\left[\frac{1-exp\left(\frac{-t}{t_0}\right)}{1-exp\left(\frac{-t_k}{t_0}\right)}\right]}.$$

Объективную оценку эффективности стратегии ТО можно получить при использовании технико-экономического критерия.

При установлении фактического состояния агрегата (исправного или неисправного) с помощью диагностирования и возможных ошибочных решений могут быть следующие заключения о техническом состоянии агрегата.

Состояние	Вероятность состояния	Решение	Условный риск
Исправное	*P*	Исправное	Сд
		Неисправное	$С_д$ + СТО
Неисправное	q	Исправное	$С_д$ +СПТО
		Неисправное	$С_л$ + СТО

В качестве условных рисков приняты затраты:

$C_д$ – на определение технического состояния машины (диагностирование);

СТО – на операции технического обслуживания, выполняемые по результатам определения технического состояния;

СПТО – потери вследствие невыполнения оперативной задачи, так как неисправный агрегат работает с меньшей производительностью.

Составляющие рисков определяются в каждом конкретном случае. Средний условный риск будет:

$$r= P[(1 – a)C_д + a(C_д + C_{то})] + q\,[R(C_д + C_{то}) + (1 – \beta)(C_д + C_{то})].$$

Учитывая, что при планово-предупредительном обслуживании затраты равны СТО, то в качестве критерия эффективности можно принять отношение

$$R_{ТО} = \frac{СТО}{r}.$$

Полученный критерий эффективности характеризует связь между характеристиками надежности агрегата, показателями системы контроля и экономическими факторами. Преимущества системы ТО по состоянию с контролем параметров более существенны, если определение объемов ТО будет производиться безошибочно, т. е. при a = β = 0, тогда

$$R_{ТО} = \frac{C_{ТО}}{C_д + qC_{ТО}} = \left(\frac{C_Д}{C_{ТО}} + q\right)^{-1}.$$

Преимущество системы ТО по состоянию возрастает при снижении затрат $C_д$, т. е. когда $C_д \leq Cmo$, в этом случае $R_{TO} = q^{-1}$. Из этого следует, что стратегия ТО по состоянию с контролем параметров особенно эффективна при эксплуатации высоконадежных машин. В реальном процессе ТО соблюдение условия $C_д \leq C_{mo}$ возможно при использовании эффективных средств диагностики.

Сравнивая R_{TO}, выбирают лучшую стратегию.

Выбрав стратегию ремонтно-технических воздействий, для конкретных условий эксплуатации технологического комплекса необходимо оптимизировать характеристики системы ТОР.

Производственная ситуация

В хозяйстве для заготовки сенажа организован комплексный отряд. Планируемый срок уборки 8 дней. Длительность рабочего дня в период уборки 10 ч. Вероятность погодных условий 0,8. Заготовка сенажа производится по технологической схеме и в объеме, представленном в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Технологическая схема заготовки сенажа

Элементы технологического комплекса	Варианты задания		
	1 2 3 4 5 16 17 18 19 20	6 7 8 9 10 21 22 23 24 25	11 12 13 1415 26 27 28 29 30
	Объем работ, т		
	3000	4000	5000
1. Скашивание			
Т-150К+КПКУ-75	4		
Е-301		4	
МТЗ-80+КРН - 2,4			5
2. Сгребание в валки			
МТЗ-80 + ГВР-6	3	3	з
3. Подбор валков с измельчением			
ЯСК-200 Яросл.	4		
Е-281Ф Марал		4	
КСК-100А			5
4. Транспортирование к месту закладки			
ЗИЛ-ММЗ-554	12		
ГАЗ-САЗ-53Б		13	
МТЗ-80+ПИМ-20			15
5. Трамбование			
К-700А	1	2	2

Таблица 6.6 – Техническая характеристика машин, нормативы периодичности и трудоемкости ТОР

Марка машины	Наработка на отказ, ч	Среднее время устранения отказа, ч	ЕТО		ТО-1		ТО-2	
			П м.ч.	Т ч.ч.	П м.ч.	Т ч.ч.	П м.ч.	Т ч.ч.
К-700А	84	6,2	7	1,2	125	2,5	500	10,6
Т-150К	82	5,6	7	0,3	125	1,9	500	6,8
МТЗ-80	86	4,8	7	0,5	125	2,7	500	6,9
ТАЗ-САЗ 53Б	140	3,8	7	0,6	125	2,9	240	11,8
ЗИЛ-ММЗ-554	150	3,6	7	0,6	60	3,0	240	12,0
КПКУ-75	24	4,5	7	0,4	60	3.6	240	7,2
Е-281Ф	36	5,3	7	0,5	60	4,0	240	7,6
КСК-100А	18	5,5	7	0,7	60	4,0	240	7,6
ЯСК-200	42	5,0	7	0,7	60	4,0	240	7,6
КРН-2,4	40	2,3	7	0,15	60	2,0	–	–
Гвр-6,0	20	1,5	7	0,15	60	2,5	–	–
ПИМ-20	260	4,3	7	0,15	60	2,0	–	–

ПРИМЕР выбора стратегии ТОР для обеспечения эффективной работы технологического комплекса.

В хозяйстве для заготовки сенажа в объеме 4000 т за 8 дней организован комплексный отряд в составе:

1. Звено скашивания

Т-150К+КПКУ-75-1, Е-281Ф-1, КСК-100А-1.

2. Звено сгребания в валки

МТЗ-80 + ГВР-6,0-3.

3. Звено подбора с измельчением

Т-150К + КПКУ-75-2, Е-281Ф-1, КСК-100А-2.

4. Транспортное звено

ЗИЛ-ММЗ-554-4, ГАЗ-САЗ 53Б-4, МТЗ-80 + ПСЕ 12,5-2.

5. Звено закладки сенажа в траншеи

К-700А-2.

Всего технических средств в комплексе:

Т-150К-3, К-700А-2, МТЗ-80 - 3, Е-281Ф - 2, КСК-100А - 3, КПКУ-75 -3, ЗИЛ-ММЗ-554 - 4, ГАЗ-САЗ 53Б - 4, ГВР - 6,0 - 3, ПСЕ-12,5 - 2.

Стратегия 0. Интенсивность отказов агрегатов и звеньев комплекса определим с использованием информации таблицы 6.6 по формуле

$$\lambda = \sum_{j}^{m} \lambda_i \, n_i,$$

где n_i – число машин i-го типа в агрегате; m – число агрегатов в звене.

Звено скашивания: λ_{ck}= 1/82 + 1/24 + 1/36 + 1/18 = 0,137.

Звено сгребания в валки: λ_{CB} = 3(1/86 +1/20) = 0,199.

Звено подбора с измельчением: $\lambda_{ПИ}$ = 2(1/82 + 1/24) + 1/36 + 2/18 = 0,247.

Транспортное звено: λ_T= 44/160 + 4/140 + 2/86 + 2/260 = 0,086.

Звено закладки сенажа в траншеи: λ_3 = 2/84 = 0,024.

Интенсивность отказа технологического комплекса:

Ло = ∑ λi =0,137 + 0,199 + 0,274 + 0,086 + 0,024 = 0,693.

Среднее время безотказной работы ТК будет $t_p = 0{,}693$ =1,44 ч.

Коэффициент оперативной работы ТК по стратегии 0 без обслуживания определяют по формуле (6.38).

При t = 1 ч

Коо = (1 – $e^{-0{,}693}$) / 0,693 = 0,721;

t = 3часа – *Коо* = 0,421;

t = 7 часов – *Коо* = 0,204.

Стратегия 1. Среднюю нормативность 10 агрегатов комплекса определим с учетом нормативов из таблицы 6.6 по формуле

$$t_n = \left(\frac{\Sigma n_i}{t_{ni}}\right)^{-1},$$

где t_n – периодичность i-го обслуживания; n_i – число машин, для которых планируется проведение обслуживания с i-ой периодичностью.

$$t_n = (31/7 + 8/125 + 8/500 + 21/60 + 16/240)^{-1} = 0{,}193 \text{ ч.}$$

Среднее время проведения ТО определим из выражения

$$t_{TO} = \frac{t_n \sum_j^N \sum_j^m t_{T1}}{t_{n1}} n_1,$$

где t_{Tl} – затраты времени на проведение l-го обслуживания; m, N – число машин и звеньев в комплексе.

t_{mo}=(1,2х$\frac{2}{7}$+2,5х $\frac{2}{125}$+ 10,6× $\frac{2}{500}$+ …+0,15х$\frac{2}{7}$ + 2,0х $\frac{2}{60}$) 0,193 = 0,793 ч.

Среднее число отказов ТК в единицу времени для 1-го ТО будет:

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{\sum_l^n n_i}{t_{ni}} \qquad \left[1 + \sum_l^n \frac{t_{ni} n_i}{t_{ni}}\right]^{-1} = \frac{5.18}{[1+4.112]} = 1{,}01.$$

Коэффициент оперативной готовности при проведении периодических ТО (стратегия 1) с устранением полученных отказов определяются по формуле (6.34):

$$K_{01} = (1 - exp(-\lambda_0 t_{\text{п}})[t_{\text{п}} + t_B]\lambda_0)^{-1} = \frac{(1-exp-1.01\times0.193)}{(0.193+0.793)\times1.01} = 0{,}178.$$

Через 1 час K_{01}=0,351; через 3ч K_{01}=0,248; через 7 ч K_{01}=0,126.

Влияние периодичности ТО на изменение коэффициента оперативной готовности представлено на рисунке 6.21.

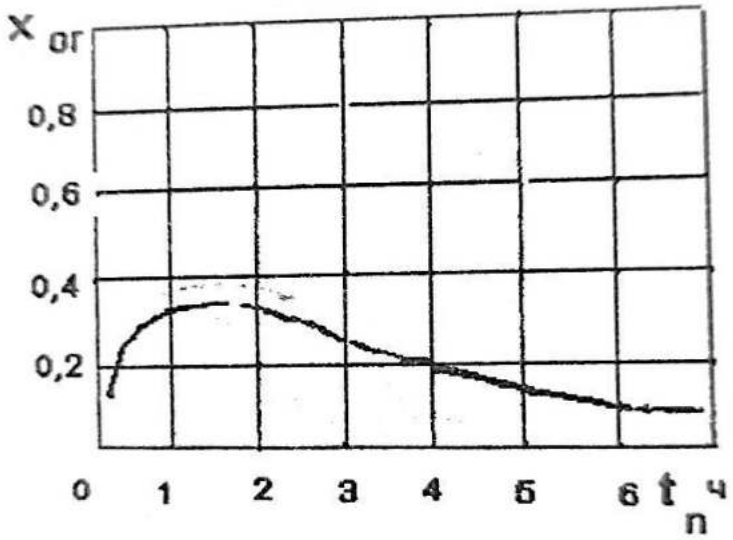


Рисунок 6.21 – Изменение коэффициента оперативной готовности в зависимости от периодичности ТО

Эффективность периодического ТО по сравнению со стратегией 0 определим по формуле

$$R_{1/0} = R_{\frac{1}{0}} = \frac{\frac{\left(1 - exp\,(-\lambda_0 t_{\text{п}})\right)t_{\text{э}}}{(t_{\text{п}} + t_{\text{в}})}}{1 - exp - (\lambda_0 t_{\text{э}})} - 1.$$

При проведении профилактики через 1 ч

$$R_{1/0} = R_{\frac{1}{0}} = \frac{\frac{\left(1-exp\,(-1.01)\right)7}{(1+0.793)}}{1-exp-(0{,}693\times7)} - 1 = 1{,}50.$$

При проведении профилактики через 3 ч $R_{\frac{1}{0}}$ =0,77.

При проведении профилактики через 7 ч $R_{\frac{1}{0}}$ = - 0,66.

Предельное значение эффективности периодического ТО по сравнению со стратегией 0 определим из рисунка 6.22.

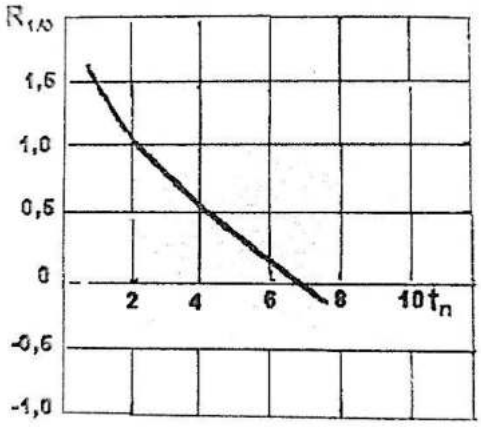


Рисунок 6.22 – Изменение коэффициента технической эффективности в зависимости от периодичности ТО

Стратегия 2. Среднее время простоя комплекта из-за технических отказов определим из выражения

$$t_B = t_p\left(\sum\frac{t_{Bi}n_i}{t_{pi}}\right) = 1{,}44\left(\frac{5{,}6\times3}{82}+\frac{4{,}5\times3}{24}+\frac{5{,}3\times2}{36}+\frac{5{,}5\times3}{18}+\frac{4{,}8\times3}{86}+\frac{1{,}5\times3}{20}+\frac{3{,}6\times4}{150}+\right.$$
$$\left.\frac{3{,}8\times4}{140}+\frac{4{,}8\times2}{86}+\frac{4{,}3\times2}{260}+\frac{6{,}6\times2}{84} = 1{,}44\times2{,}867 = 4{,}13\text{ ч}\right).$$

Интенсивность восстановления отказавших элементов комплекса при использовании одного ремонтного поста будет: $\mu_1 = \frac{1}{t_B} = \frac{1}{4{,}13} = 0{,}242$.

При использовании двух ремонтных постов $\mu_2 = \frac{2}{4{,}13} = 0{,}484$.

Коэффициент оперативной готовности при случайном времени обслуживания (стратегия 2) будет определен из выражения (6.39):

$$K_{02} = \frac{1}{(\lambda_0+\mu)t_э}\left\{\frac{\mu}{\lambda_0}[1-exp(-\lambda_0 t_3)] + \frac{\lambda_0}{\lambda_0+\mu}\,[1-exp-(\lambda_0+\mu)t_3]\right\},$$

При устранении отказов первой ремонтной мастерской:

$$K_{ог} = \frac{1}{\frac{(0{,}693+0{,}242)\left(0{,}242\left(exp-0{,}693+0{,}693\left(1-exp-(0{,}693+0{,}242)\right)\right)\right)}{(0{,}693+0{,}242)}} = 0{,}670.$$

При устранении отказов двумя ремонтными мастерскими $K_{ог} = 0{,}685$.

Из расчетов видно, что образование дополнительного поста обеспечивает увеличение коэффициента оперативной готовности на 0,15. Эффективность стратегии 2 по сравнению с 1 будет:

при работе одного поста:

$$R_{\frac{2}{1}} = \frac{0{,}670}{0{,}351} - 1 = 0{,}90;$$

при работе двух постов:

$$R_{\frac{2}{1}} = \frac{0{,}685}{0{,}351} - 1 = 0{,}95.$$

Стратегия 3. Комбинированное обслуживание

Полагаем, что через t_u = 7 ч за время t_{mo} = 0,793 ч проводится периодическое ТО всех машин комплекса. В процессе эксплуатации контролируется исправность полевых агрегатов (скашивание, сгребание, подбор валков), интенсивность отказов которых λ_1, из общего потока отказов

$$\lambda_0 = 0{,}693 \quad \lambda_1 = \sum_{t_i}^{n_i} = 0{,}137 + 0{,}113 + 0{,}247 = 0{,}503.$$

Доля контролируемых отказов равна:

$$\sigma = \frac{0{,}503}{0{,}693} = 0{,}725.$$

При обнаружении отказов контролируемых агрегатов восстанавливается их работоспособность с интенсивностью μ_k, которая равна:

$$\mu_k = \left[t_p \sum \frac{t_{ni} n_i}{t_{pi}} \right]^{-1} = \left[1{,}44 \left(\frac{5{,}6 \times 3}{82} + \frac{4{,}5 \times 3}{24} + \frac{5{,}3 \times 2}{36} + \frac{5{,}5 \times 3}{18} + \frac{4{,}8 \times 3}{35} + \frac{1{,}5 \times 3}{20} \right) \right]^{-1} = 0{,}293.$$

При комбинированном обслуживании (стратегия 3) коэффициент оперативной готовности технологического комплекса определим из выражения

$$K_{03} = \frac{1}{t_n + t_B} \left\{ \frac{\mu[1 - exp - (1 - ð)\lambda t_n]}{(1 - ð)\lambda(ð\lambda - \mu)} + \frac{ð\lambda[1 - exp - (\lambda + \mu)t_n]}{(\lambda ð + \mu)(\lambda + \mu)} \right\} = \frac{1}{7 + 0{,}793} \left\{ \frac{0{,}293[1 - exp - (1 - 0{,}725)0{,}69 \cdot 7]}{(0{,}725 \times 0{,}693 + 0{,}293)(0{,}693 + 0{,}293)} \right\} = 0{,}774.$$

При σ = 1 проведение ТО нецелесообразно.

Эффективность комбинированного обслуживания (стратегия 3) по сравнению с периодическим ТО (стратегия 1):

$$R_{\frac{3}{1}} = \frac{0{,}774}{0{,}351} - 1 = 1{,}20.$$

Эффективность стратегии 3 по сравнению со стратегией 2 (случайное обслуживание) будет при работе одного поста:

$$R_{\frac{3}{2}} = \frac{0{,}774}{0{,}670} - 1 = 0{,}15.$$

При работе двух постов ТО:

$$R_{\frac{3}{2}} = \frac{0{,}774}{0{,}685} - 1 = 0{,}12.$$

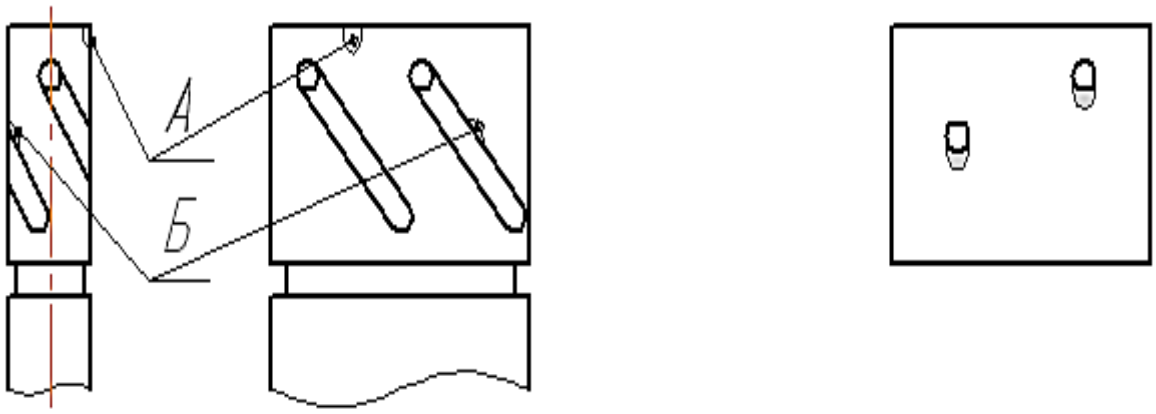
7 ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ МАШИН ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОССТАНАВЛИВАЮЩИХ КОМПОЗИЦИЙ

7.1 Безразборный способ восстановления ресурса ТНВД

Анализ выполненных исследований, опыт эксплуатации и ремонта топливных насосов высокого давления показывает, что износ прецизионных поверхностей плунжерных пар при определенных условиях приводит к нарушению регулировочных характеристик работы топливной аппаратуры, а следовательно, к ухудшению мощностных и эксплуатационных показателей работы дизельных двигателей. Длительное и надежное сохранение работоспособности плунжерных пар является важным условием обеспечения бесперебойной эксплуатации дизелей.

Основными деталями топливного насоса, состояние которых влияет на его работоспособность, являются детали прецизионных пар: плунжер – втулка и нагнетательный клапан – гнездо.

Износ плунжера и втулки имеет местный характер. Наибольший износ плунжера в виде матовых пятен наблюдается на участке поверхности верхней кромки напротив впускного отверстия и косой кромки напротив отсечного отверстия (рисунок 7.1 *а*). На внутренней поверхности втулки место наибольшего износа наблюдается как матовое пятно вокруг впускного и отсечного отверстий (рисунок 7.1 *б*).

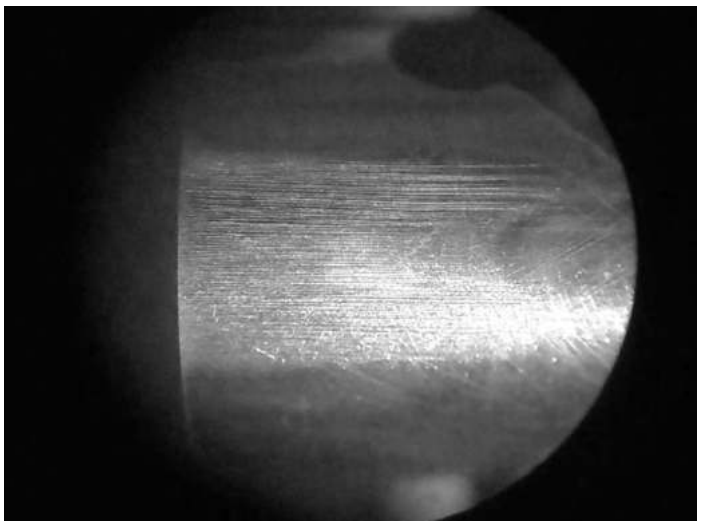


а *б*

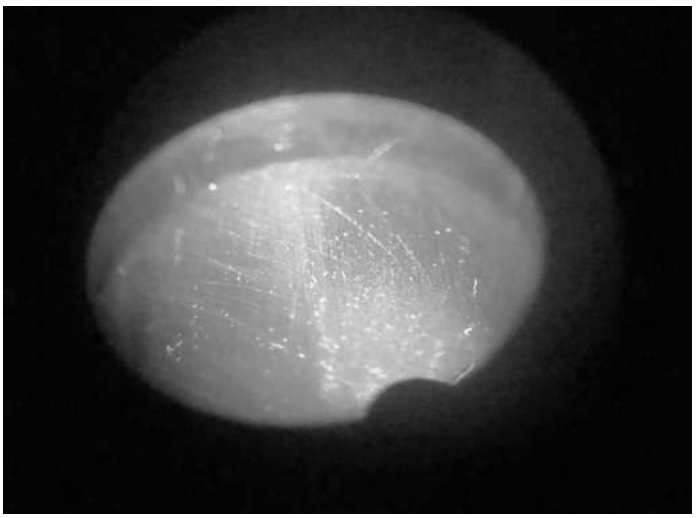
а – место износа плунжера; *б* – место износа втулки;
А – износ напротив впускного окна; *Б* – износ напротив отсечного окна

Рисунок 7.1 – Места износа плунжерной пары ТНВД

На рисунке 7.2 представлены фотографии износа плунжерной пары с двенадцатикратным увеличением на микроскопе МБС-2, характер износа обусловлен попаданием в топливо мелких абразивных частиц, вследствие чего происходит натир (износ) напротив впускного окна плунжера (рисунок 7.2 *а*). На рисунке 7.2 *б* представлена фотография втулки, которая имеет местный износ у выпускного отверстия.



а



б

а – плунжер; *б* – втулка

Рисунок 7.2 – Износ плунжера и втулки ТНВД УТН-5

Износ поверхности плунжера и втулки вызывает увеличение зазора между ними, через который происходит утечка топлива. Это приводит к снижению количества топлива, подаваемого насосным элементом, к увеличению неравномерности подачи и уменьшению угла опережения впрыска топлива в цилиндры двигателя. Все это вызывает снижение мощности двигателя и увеличение удельного расхода топлива. Ухудшается также запуск двигателя. При зазоре между плунжером и втулкой больше 10 мкм, вместо 1,5–2 мкм у новой пары, наблюдается полная потеря герметической плотности, что требует замены или ремонта пары.

В настоящее время специализированные ремонтные предприятия применяют следующие методы восстановления плунжерных пар: метод ремонтных размеров; гальваническое хромирование; химическое никелирование; осталивание; повторная цементация и азотирование; обработка плунжера холодом.

Основными недостатками данных методов является потребность в большой производственной программе, а также наличие дорогостоящего ремонтного оборудования. Отсюда можно сделать вывод, что мелкосерийные ремонтные предприятия не могут себе позволить данные методики восстановления плунжерных пар.

Перспективными методами восстановления плунжерных пар топливных насосов, которые могут найти применение в условиях малосерийного ремонтного производства, является ФАБО и использование ресурсосберегающих композиций (АРВК, ПИАФ, ХАДО, Форсан, РиМЕТ), работающих в режиме избирательного переноса.

Избирательный перенос – это вид контактного взаимодействия при трении, характеризующийся главным образом молекулярным взаимодействием, возникающим в результате протекания на поверхности трущихся деталей химической реакции и физико-химических процессов, приводящих к образованию систем автокомпенсации износа и снижению трения. Особенно интересным является использование антифрикционной восстанавливающей композиции (АРВК) на основе минералов из группы серпентинитов [63].

Исследования, проведенные ранее на кафедре «Надежность и ремонт машин», позволяют утверждать, что метод избирательного переноса применим для восстановления плунжерных пар топливных насосов. На кафедре были проведены опыты по нанесению медных и никелевых сервовитных пленок на поверхности сопряжения плунжерной пары. Результаты показали, что после нанесения покрытия работоспособность плунжерной пары восстанавливается.

С целью уменьшения затрат труда и времени на выполнение операции по ремонту плунжерной пары методом избирательного переноса, в частности, с целью уменьшения трудоемкости контрольно-испытательных операций, нами были проведены следующие исследования. Определялась зависимость между величиной износа плунжера и его герметичностью. Для этого были отобраны 49 плунжерных пар из имеющегося ремонтного фонда. Причем плунжерные пары были отобраны следующим образом. Все они прошли ультразвуковую очистку в дизельном топливе и дефектацию. Дефектация производилась на микроскопе МБС-2 с восьмикратным увеличением. Максимальный износ плунжера составил 7,1 мкм. Затем все плунжерные пары были испытаны на герметическую плотность. Предварительно они были помечены цифрами электроискровым узором. Испытания проводились по стандартной методике на испытательном стенде КИ-759. На рисунке 7.3 представлена зависимость герметичности плунжерной пары от величины износа.

Из 49 штук плунжерных пар 16,3% оказались годными без ремонта, 46,9% подлежат восстановлению методом избирательного переноса и 36,7% оказались непригодны для восстановления нашим методом и требуют ремонта на специализированном ремонтном предприятии.

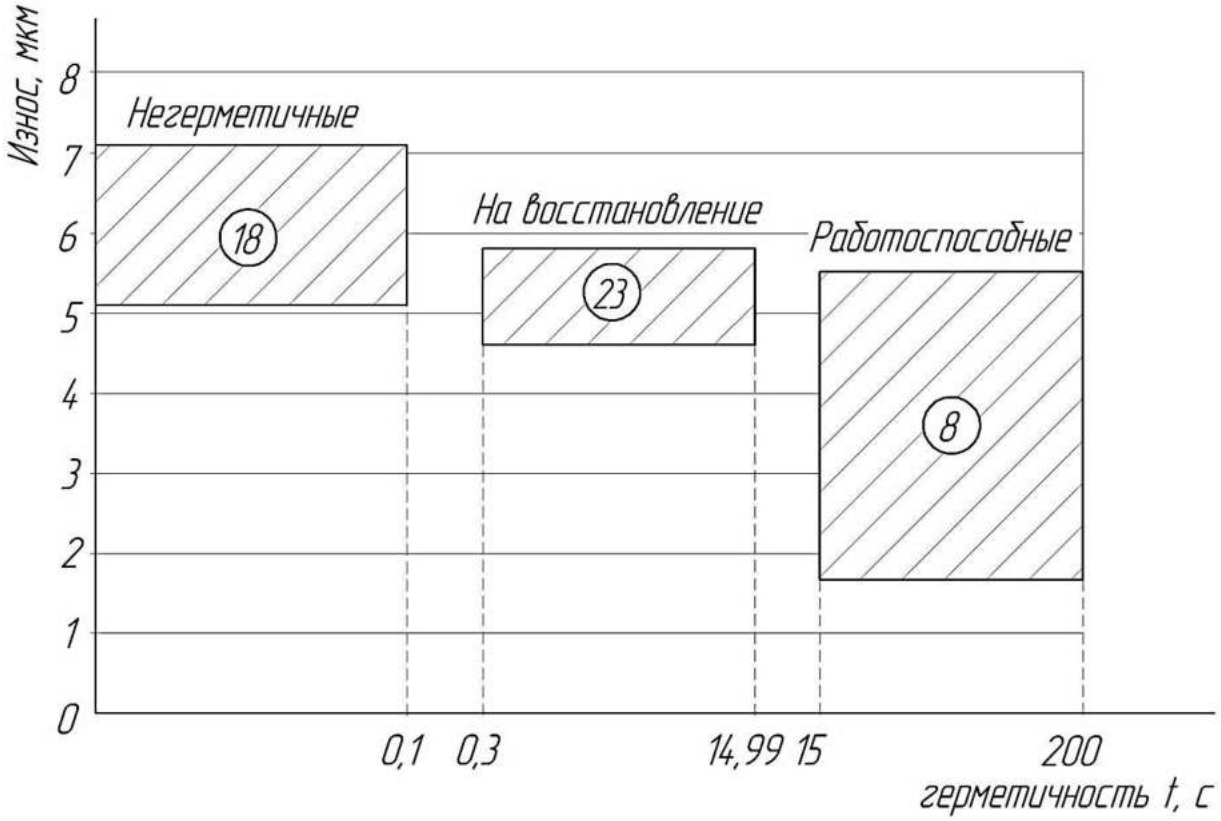


Рисунок 7.3 – Зависимость герметичности плунжерных пар от износа

Полученные результаты сведены в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты исследований износа плунжерных пар насоса УТН-5 (трактора МТЗ-80)

Наименование показателей	Количество, шт.	Процент от выборки, %	Интервал величин износа, мкм
Объем выборки	49	100	0–7,1
Работоспособные (по метке) с $t \geq 15$ *с*	3	6,1	0–2,3
Работоспособные (повернуто на 180º от метки) с $t \geq 15$ *с*	8	16,3	1,7–5,5
Герметичные с $0,3 < t < 14,99$ с (на восстановление)	23	46,9	4,6–5,8
Негерметичные с $t = 0$ с	18	36,7	5,1–7,1

Следовательно, почти 50% плунжерных пар можно восстанавливать методами избирательного переноса, поэтому дополнительные исследования в этом направлении экономически оправданы.

Одним из перспективных направлений восстановления ресурса узлов и деталей машин является безразборный метод ремонта, а также продление

безремонтного срока службы путем введения в состав топлива или смазки восстановительных композиций.

Состав различных добавок и композиций для восстановления и продления ресурса машин в большинстве случаев включает в себя минерал серпентинит.

Практика применения серпентинитов свидетельствует, что он способен внедряться в контактирующие поверхности черного металла под действием контактного давления, что приводит к восстановлению объема, формы и размеров изношенных деталей [20].

Природные материалы группы серпентинитов представляют собой порошок, который в маслах и прочих носителях не растворяется и не вступает с ними в химические реакции, не меняет вязкость масла ввиду очень малой концентрации (2 мл на 1 л масла или топлива), не является абразивным материалом, безвреден как в исходном состоянии (порошок), так и в процессе приработки [20]. ООО «Венчур-Н» предоставил три вида порошка серпентинита (рисунок 7.4).



1 – порошок, содержащий максимальное количество абразивных включений;
2 – порошок, содержащий среднее количество абразивных включений;
3 – порошок, очищенный от абразивных включений

Рисунок 7.4 – Виды порошка серпентинита

Целью исследований являлось определение вида серпентинита для дальнейшего проведения натурных экспериментов и исследование процесса восстановления плунжерных пар путем притирки с помощью АРВК, разведенной до состояния пасты.

Пасту готовили экспериментальным путем – замешивая её с дизельным топливом до состояния, с которым было удобно работать. Полученную смесь помещали в плунжерную пару и совершали возвратно-поступательное движение плунжера относительно вращающейся втулки, закрепленной в патроне сверлильного станка.

По результатам проведенных исследований определялась масса плунжерных пар на аналитических весах AR-2140 с точностью до 0,0001 г. Поверхность трения контролировалась на электронном микроскопе МИМ-8М при различной кратности увеличения. Периодичность притирки и контроля составляла 15 минут.

В результате исследований выявлено, что в начальный период внесенный в дизельное топливо серпентинит, попадая в зону контакта, производит микрошлифовку поверхности, снимая оксидную пленку и часть основного металла (рисунок 7.5). Это подтверждается потерей весовых характеристик, причем как втулки, так и плунжера.

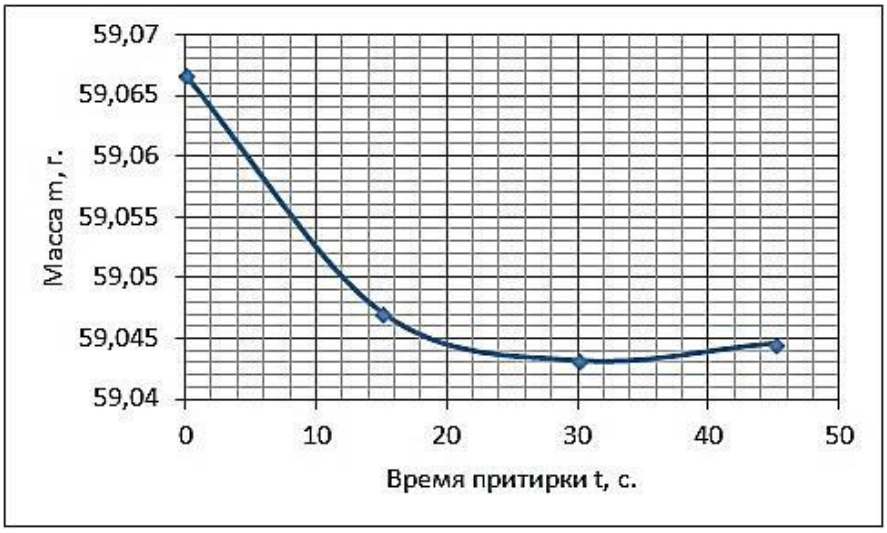
Анализ полученных результатов (таблицы 7.2, 7.3) показывает резкую потерю массы плунжера и втулки в начальный период времени, которые притирались 15 минут. Потеря массы составляет от 50% до 85% для плунжеров (рисунок 7.6 *а*) и около 100% для втулок (рисунок 7.6 *б*) от общего количества потерянной массы, в дальнейшем идет незначительная потеря массы притираемых элементов, а в некоторых случаях и прибавка веса.

Таблица 7.2 – Результаты измерения плунжера

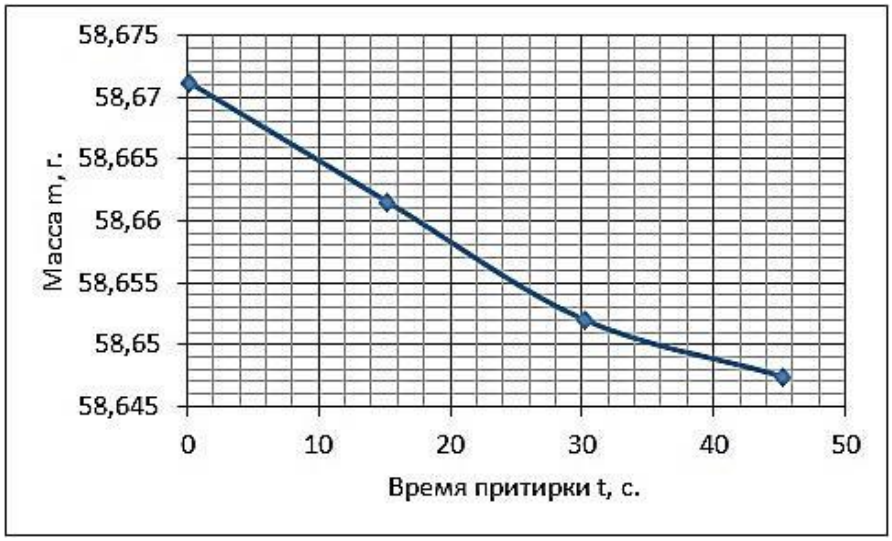
Время притирки	Масса плунжера, г		
	№ 1	№ 2	№ 3
0 мин	59,0667	58,6713	59,6767
15 мин	59,0472	58,6617	59,658
30 мин	59,0432	58,6521	59,6548
45 мин	59,0446	58,6475	59,6572

Таблица 7.3 – Результаты измерения втулки

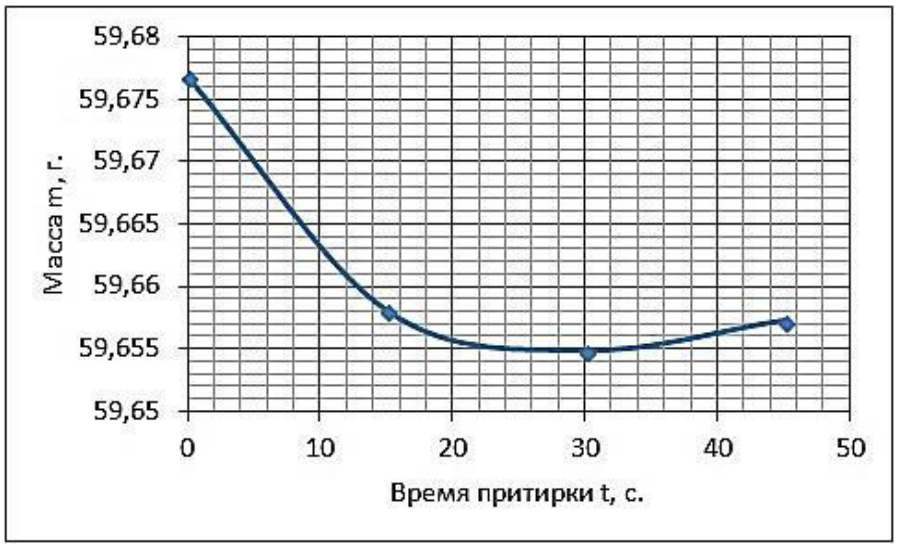
Время притирки	Масса втулки, г		
	№ 1	№ 2	№ 3
0 мин	67,3038	67,6104	67,4352
15 мин	67,2861	67,6038	67,4246
30 мин	67,2885	67,6036	67,4244
45 мин	67,2877	67,6026	67,4249



плунжер № 1



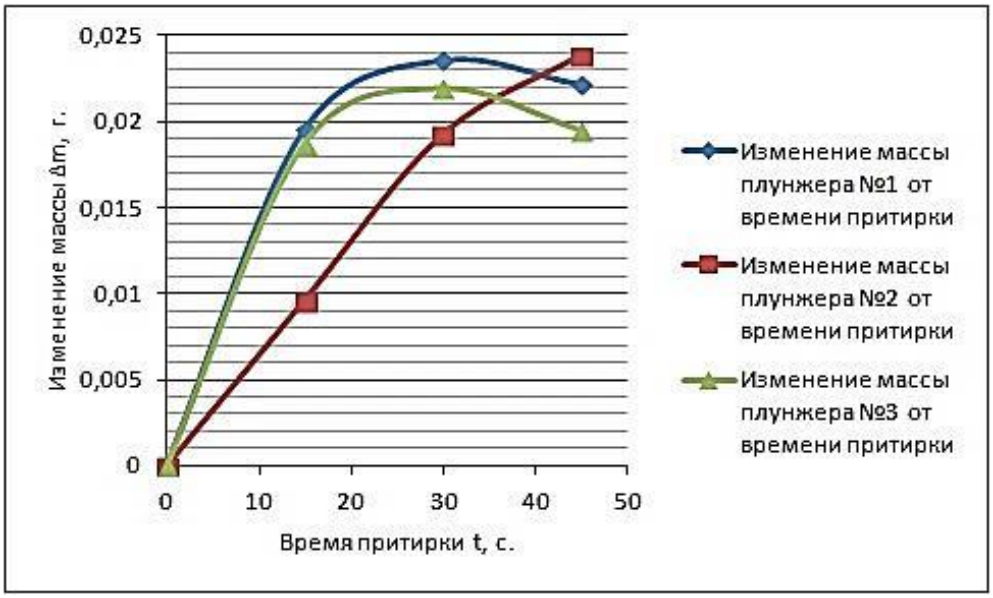
плунжер № 2



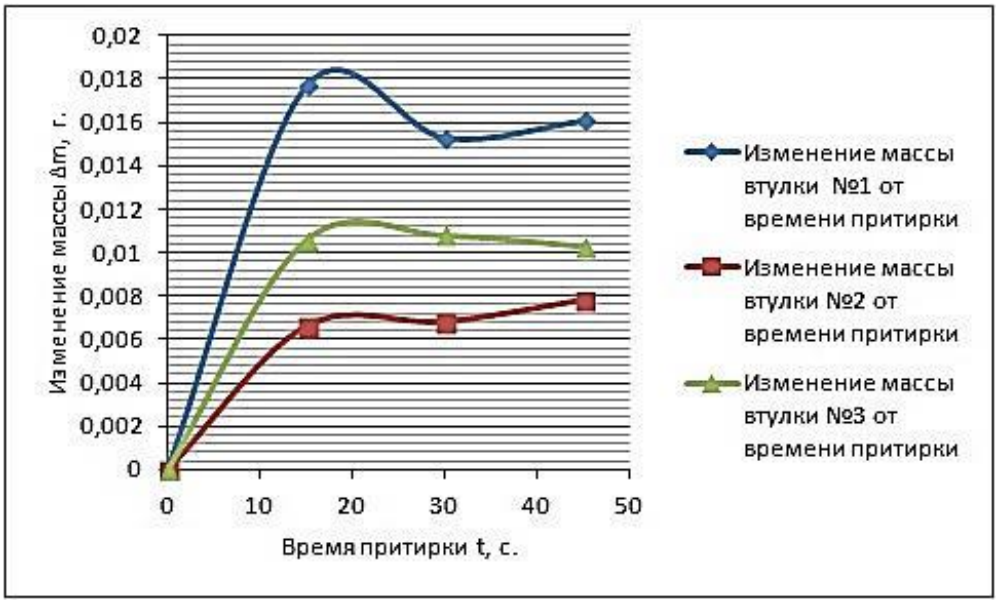
плунжер № 3

Рисунок 7.5 – Изменение весовых характеристик плунжера в зависимости от времени притирки

Однако говорить о том, что если мы увеличим время притирки восстанавливаемых элементов, то добьемся прибавки в массе плунжера и втулки по отношению к начальному времени притирки (0 минут), нельзя. Так как плотность материала, из которого изготовлена плунжерная пара, больше, чем у минерала серпентинит, поэтому в случае восстановления полной герметической плотности плунжерной пары её масса может быть меньше, чем перед восстановлением.



а – плунжер



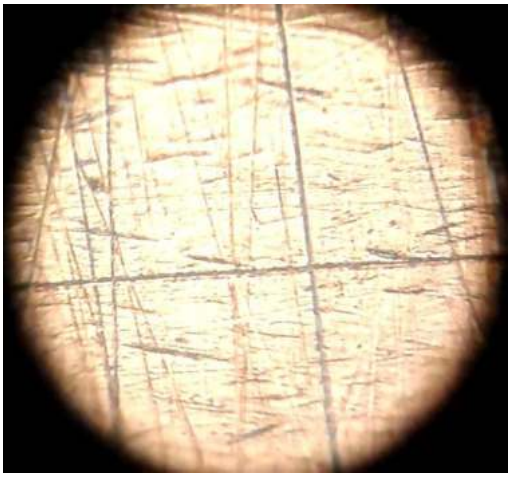
б – втулка

Рисунок 7.6 – Изменение массы втулки и плунжера
в зависимости от времени притирки

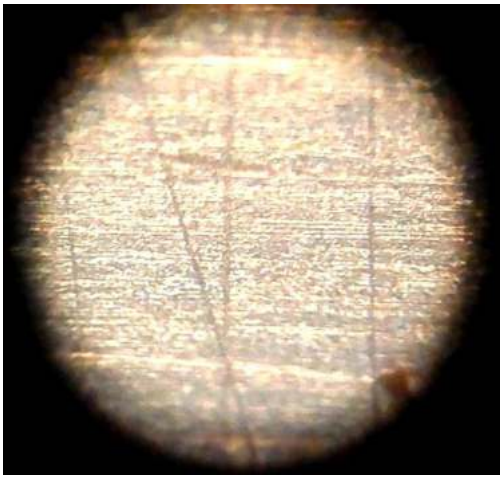
При длительной притирке серпентинит, внедрившись в поверхность металла, под воздействием контактных нагрузок диффундирует в глубь кристаллической решетки металла. Под воздействием давления и температуры в точке контакта из компонентов серпентинита формируется слой на контактирующих поверхностях.

Предполагается, что процесс формирования слоя будет происходить на втулке и плунжере одновременно, поскольку обе контактирующие поверхности находятся под воздействием одной и той же нагрузки.

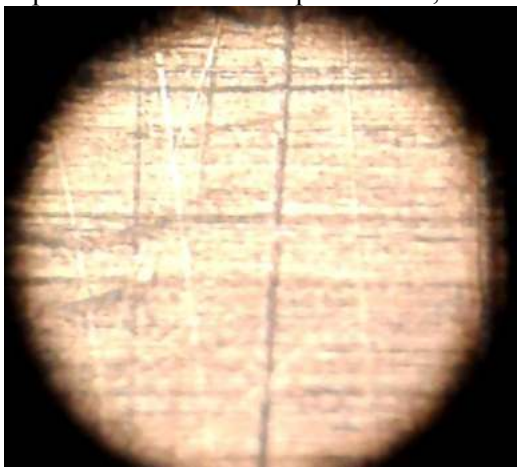
Поскольку абразивные частицы серпентинита производят микрошлифовку поверхностей, то мы получаем более низкую шероховатость. Анализ поверхностей на микроскопе показывает, что качество поверхности улучшается для всех видов порошков по сравнению с плунжерной парой, не проходившей притирку. Плунжерные пары, прошедшие притирку в течение 45 минут порошками № 1 и № 2, имеют глубокие риски на поверхностях (рисунок 7.7). Однако эти риски закрыты, поэтому можно предположить, что у данных плунжерных пар будет увеличиваться гидравлическая плотность. Наилучшие результаты показывает порошок № 3, очищенный от абразивных включений.



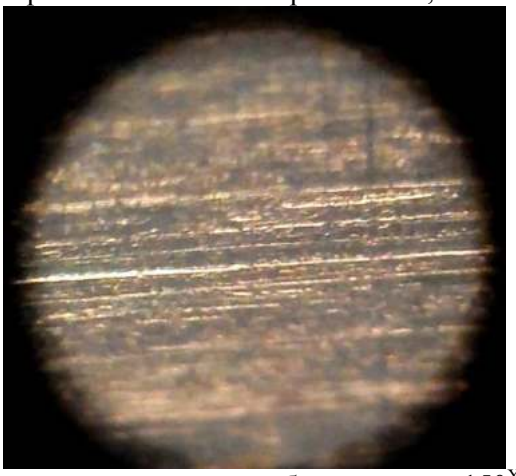
поверхность плунжера
при использовании порошка № 1, 150^{X}



поверхность плунжера
при использовании порошка № 3, 150^{X}



поверхность плунжера
при использовании порошка № 2, 150^{X}



поверхность плунжера без притирки, 150^{X}

Рисунок 7.7 – Поверхности плунжера после притирки

На основе данных исследований можно сделать следующие выводы:

– недостаточно изучены вопросы по применению серпентинитов для топливной системы дизельных двигателей, в частности плунжерных пар ТНВД;

– при притирке плунжерных пар порошками серпентинита в дизельном топливе в начальный период происходит микрошлифовка трущихся поверхностей, что подтверждается потерей веса плунжера и втулки;

– визуально установлено, что при 150^{X} увеличении качество поверхности плунжера становится лучше при использовании порошка серпентинита, очищенного от абразивных включений (порошок № 3).

Поэтому в дальнейших исследованиях планируются стендовые испытания с использованием порошка № 3, а также определение оптимальной концентрации серпентинита в топливе и режимов работы стенда.

7.2 Повышение уровня надежности шлицевых соединений агрегатов трансмиссии тракторов применением АРВК в процессе приработки деталей зубчатых передач и шлицевых соединений

Одним из перспективных путей повышения уровня надежности тракторов как новых, так и после ремонта, является применение технологий безремонтного увеличения эксплуатационного ресурса механизмов за счет применения геомодификаторов трения типа серпентинита, которые позволяют улучшить рабочие параметры узлов трения. Элементы, входящие в состав добавок, их способность под действием трибофизических и химических реакций в зоне контакта рабочих поверхностей узлов трения, предопределяют возможность повышения долговечности агрегатов трансмиссии за счет повышения качества приработки контактирующих поверхностей, уменьшения сил трения в соединениях и повышения износостойкости рабочих поверхностей деталей в начальный период эксплуатации во время обкатки агрегата.

Для оценки приработки шлицевых соединений зубчатых передач предпочтение следует отдавать безразборным способам, так как операции по разборке-сборке искажают характер протекания процесса приработки и изнашивания.

Перспективно применение вибрационного метода диагностирования силовых передач как наиболее универсального, позволяющего с минимальной трудоемкостью оценить состояние в динамике. В области диагностирования зубчатых передач проведено множество исследований по разработке технологий их диагностирования по вибрационным параметрам, которые посвящены изучению влияния эксплуатационных износов и дефектов зубьев шестерен на уровень вибрации передачи.

Анализ результатов испытаний геомодификаторов трения (ГМТ), проведенный по литературным источникам, показывает что наибольший эффект от действия ГМТ проявляется при условии обеспечения в зоне контакта рабочих поверхностей деталей наибольшего нагружения. Поэтому решение поставленных задач исследований по оценке действия АРВК на процесс приработ-

ки деталей зубчатых передач и шлицевых соединений возможно только при условиях работы объекта испытаний, максимально приближенным к соответствующим условиям эксплуатации.

Для энергонасыщенных тракторов типа «Кировец» с мощностью двигателя от 180 до 250 кВт высоконагруженными являются зубчатые передачи и шлицевые соединения всех агрегатов трансмиссии, так как они передают большие крутящие моменты и испытывают высокое контактное давление. Расчетами, выполненными при конструировании трактора К-700 [104], установлено, что полное контактное напряжение по Герцу для шестерен коробки передач находится в пределах $a_к$ = 1361–1630 МПа, для главной передачи ведущего моста – 1451 МПа, среднее напряжение боковых поверхностей шлицев шестерен промежуточного вала составляет $o_{ср}$ = 26–32 МПа [149].

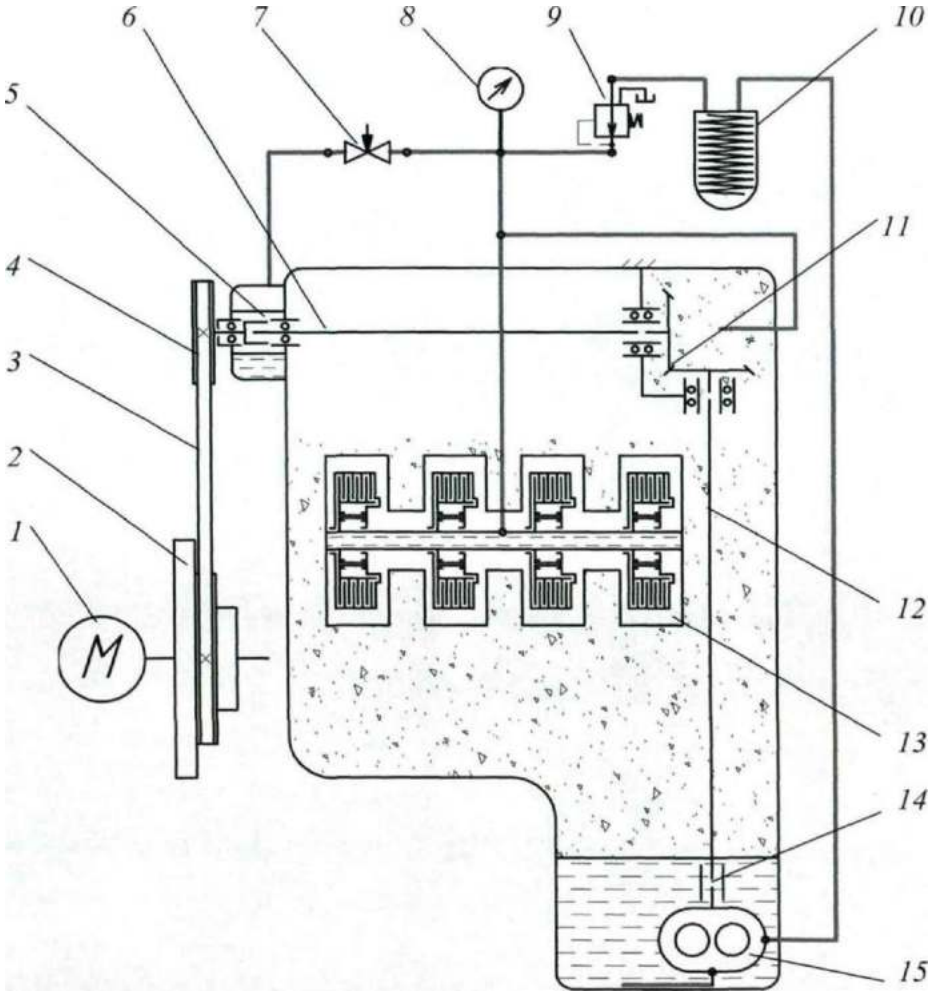
Для решения поставленных задач по оценке эффективности применения ГМТ в качестве объекта испытаний выбран механизм привода насоса (МПН) гидравлической системы коробки передач с потребляемой мощностью порядка 2 кВт.

Конструкция установки для экспериментальных исследований должна соответствовать следующим требованиям.

1. Нагружение, его изменение и условия смазывания объекта исследований должны соответствовать эксплуатационным условиям.
2. Изменение скоростных режимов работы объекта испытаний в пределах скоростных режимов в реальной эксплуатации.
3. Контроль скоростного, нагрузочного и температурного режимов работы.
4. Замена исследуемых деталей зубчатой передачи и шлицевого соединения без разборки деталей привода, разборки или замены корпусных деталей стенда с целью обеспечения стабильности характеристик виброакустического канала установки.
5. Минимальное количество «лишних» кинематических пар, создающих помехи в вибрационном поле корпуса стенда. Кинематическая схема стенда (рисунок 7.8), разработанная в соответствии с приведенными требованиями, содержит минимально необходимое количество передаточных звеньев, обеспечивает возможность замены (переустановки) конических редукторов и валика МПН различного износного состояния без изменения их конструкции и условий работы в коробке передач трактора.

Установочная мощность электродвигателя должна обеспечивать надежную работу стенда с учетом потребляемой мощности насоса коробки передач. Потребляемая мощность насоса НМШ-25, согласно технической документации, при номинальном давлении масла на выходе из насоса 1,6 МПа стенда составляет «... не более 1,25 кВт» [104].

Для проведения испытаний шлицевых соединений МПН изготовлены необходимые детали привода и произведена сборка КП согласно разработанной кинематической схеме установки. Общий вид установки представлен на рисунке 7.9.

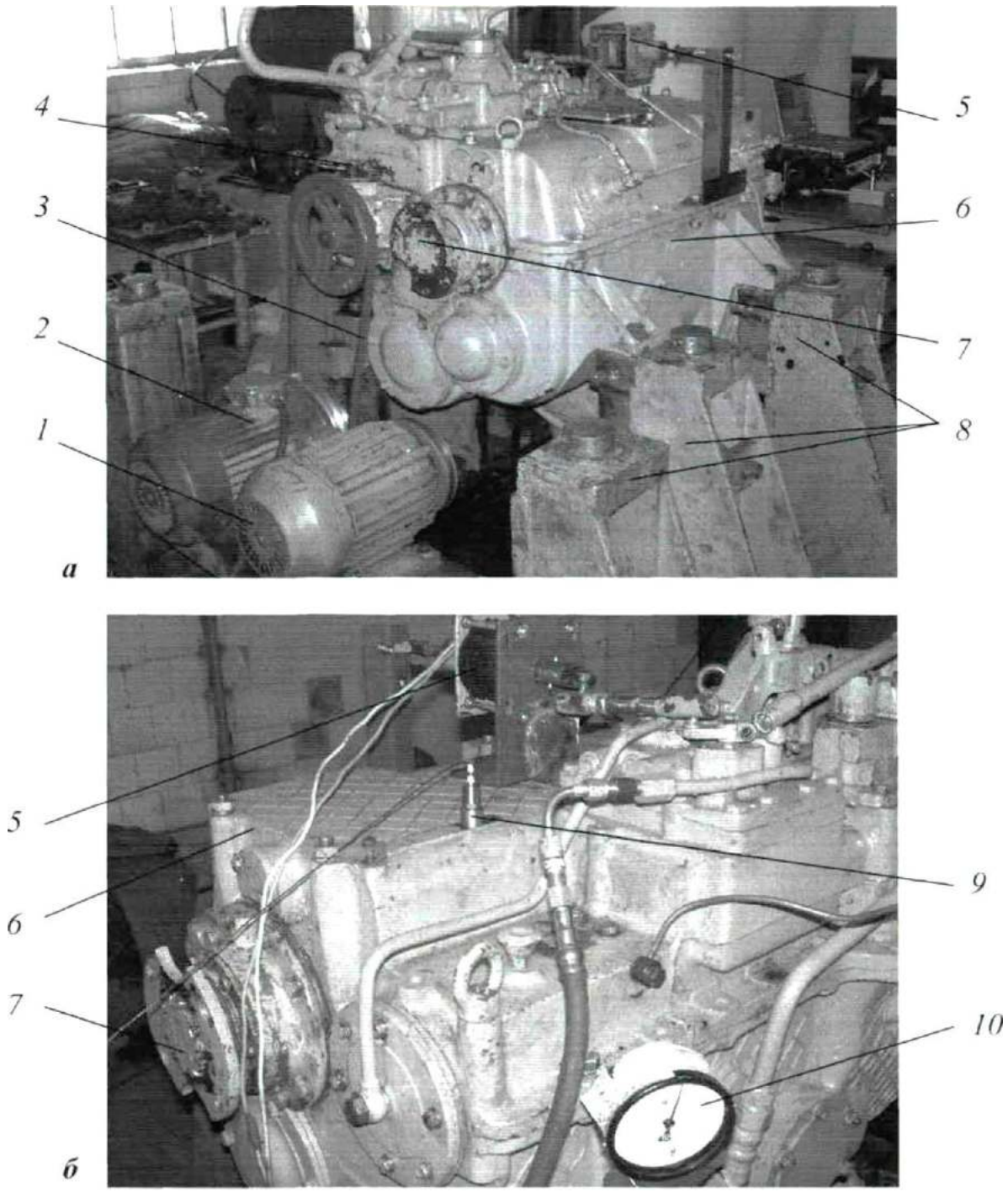


1 – электродвигатель; 2 – шкив многоручьевой; 3 – клиноременная передача; 4 – шкив вала привода стенда; 5 – узел вала привода стенда с валом МПН; 6 – вал 700АЛ7.01.191; 7 – золотник сброса давления; 8 – манометр; 9 – редукционный клапан; 10 – фильтр; 11 – конический редуктор 700А.17.01.ЗООР; 12 – валик 700А.17.00.038-3; 13 – ведущий вал КП в сборе; 14 – втулка шлицевая 700А.17.04.17; 15 – масляный насос НМШ-25

Рисунок 7.8 – Кинематическая схема стенда для испытаний шлицевых соединений механизма привода насоса

Установка состоит из двух электродвигателей 1 и 2, клиноременной передачи 3, узла дополнительного вала привода с подшипниковой опорой 4, корпуса коробки передач 6 с установленным в нем ведущим валом 7; механизмом привода насоса, системой фильтрации масла и регулировки его давления и масляного насоса НМШ-25 гидравлической системы КП. Для контроля давления масла установлен манометр 10.

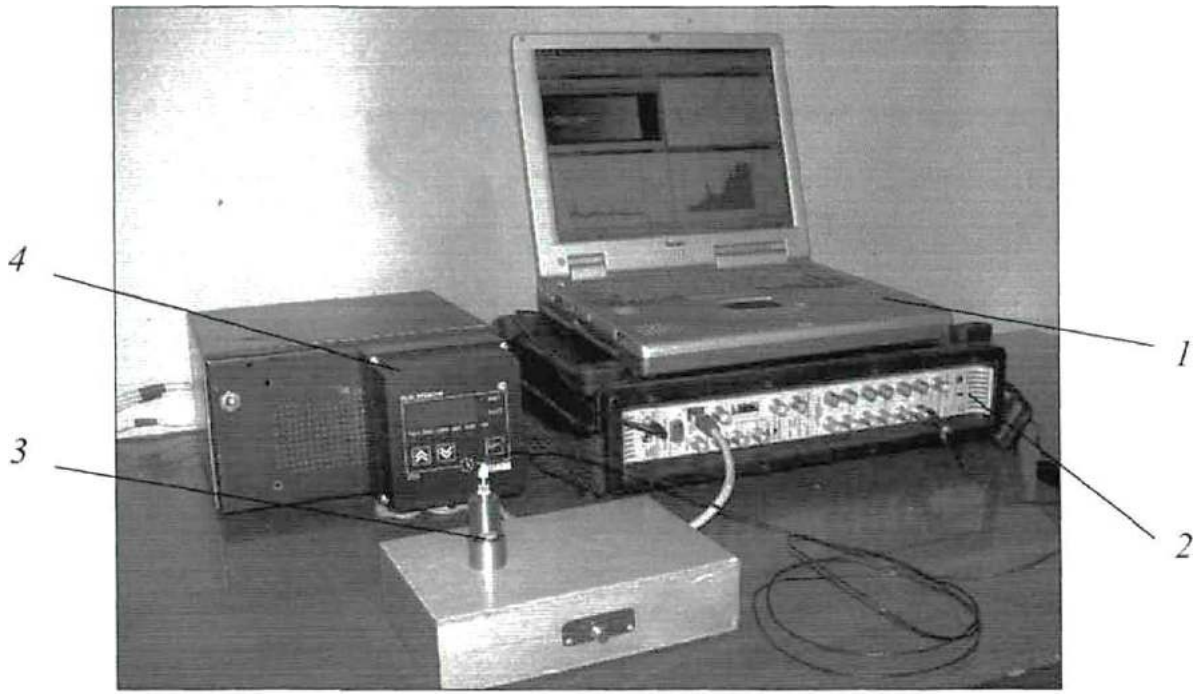
Установка позволяет проводить ступенчатое регулирование скоростного режима обкатки. Частота вращения приводного вала имеет семь ступеней и может быть равной 760, 1020, 1150, 1380, 1550, 1720, 1850 мин$^{-1}$.



а – вид со стороны привода; *б* – вид со стороны месторасположения МПН;
1 – электродвигатель АОЛ 42-6 (N-1,7 кВт, n = 930 мин$^{-1}$);
2 – электродвигатель 4А100L4 (N=4,0 кВт, n=1420 мин$^{-1}$); 3 – клиноременная передача; 4 – узел дополнительного вала привода; 5 – электромагнитный клапан механизма сброса давления во фрикционах передач КП;
6 – корпус КП; 7 – ведущий вал КП; 8 – опоры стенда; 9 – датчик (вибропреобразователь) АР 98-100; 10 – контрольный манометр
Рисунок 7.9 – Установка для испытаний шлицевых соединений МПН

Установка обеспечивает быстротечное (1–2 с) изменение давления в гидравлической системе КП, аналогичное реальному переходному процессу во фрикционах КП при переключении передач [99, 121]. Для обеспечения автоматизации процесса имитации переключения передач использовалось устройство, состоящее из реле времени ОВЕН УТ 24-Щ2.Р (рисунок 7.10, поз. 4) электромагнитного клапана 5 (рисунок 7.9), деталей привода включения и возврата в исходное положение рычага золотника сброса давления. Коробка передач и электродвигатели привода установлены на опорах 8 стенда.

Комплект аппаратуры для исследования спектров вибрации механических устройств и измерения уровней вибрационных диагностических сигналов представлен современным прибором мирового уровня фирмы «Брюль и Кьер» (Дания), состоящим из портативной системы сбора данных PULSE типа 3560-С 2, персонального компьютера «Rover Book» 7, вибропреобразователей 3 типа АР 98-100 (рисунок 7.10).



1 – персональный компьютер «Rover Book»; 2 – портативная система многофункционального анализатора PULSE 3560С;
3 – вибропреобразователь АР 98-100; 4 – реле времени ОВЕН УТ 24-Щ2.Р
Рисунок 7.10 – Комплект аппаратуры для исследований вибрационных процессов и обеспечения режимов работы КП

Система 3560-С – портативная система оснащена 6/1 канальным модулем входа/выхода (3032) и модулем интерфейса LAN (7533) 10 Мбит, которые обеспечивают работу системе в диапазоне частот 0–25,6 кГц, с числом линий измерений 50–6400 и абсолютной погрешностью измерения амплитуды ±0,1 дБ, при входном диапазоне 2,236 В, для частоты 1 кГц [104]. Пьезоэлектрический вибропреобразователь АР 98-100 представляет собой акселе-

рометр с коэффициентом преобразования 10,4 мВ/g. Пользователь имеет возможность выбора фильтров и расширенной функции обнаружения перегрузок, включая обнаружение внеполосных перегрузок и индикацию выполненного согласования канала подключенного датчика.

В состав системы PULSE входит персональный компьютер с сетевым интерфейсом, программное обеспечение PULSE, операционная система Microsoft® Windows® 2000, с пакетом приложений Microsoft Office и устройство для сбора и первичной обработки данных.

Система оснащена базовым программным продуктом «Анализ шума и вибрации 7700», позволяющим проводить анализ виброакустических процессов методом быстрого преобразования Фурье (БПФ), l/n-октавный анализ и анализ суммарных уровней, а также настройку конфигурации режима измерений, калибровку, заключительную обработку данных, изображение на экране и документирование результатов измерений.

Программное обеспечение управляет работой многочисленных устройств сбора и первичной обработки данных и имеет программные модули, выполняющие следующие функции:

– анализатор сигналов 7707 – обеспечивает проведение анализа данных в реальном масштабе времени, не требуя привлечения дополнительного оборудования или специальных устройств цифровой обработки сигналов;

– регистратор данных 7701 – позволяет регистрировать временные данные на жестком диске персонального компьютера в реальном масштабе времени, а затем изображать зарегистрированные данные на экране для проведения анализа;

– сборщик временных данных 7705 – осуществляет сбор и сохранение долгосрочных сигналов с последующим изображением этих сигналов на экране прибора для анализа результатов измерений и экспорта данных.

Отличительной особенностью программного обеспечения для анализа виброакустических данных 7700 является функция множественного анализа, позволяющая анализировать одни и те же входные данные с использованием различных анализаторов, сокращать время испытаний и генерировать отчет, обеспечивать совместимость данных и проводить масштабируемый анализ данных в реальном масштабе времени.

Для измерения вибрации и анализа виброакустических процессов пользователь, на основании шаблонов программ PULSE, самостоятельно руководствуясь указаниями [104], может создавать рабочие проекты, ориентированные на решение конкретных измерительных задач.

Для управления электромагнитным клапаном устройства по имитации процесса переключения передач применено реле времени ОВЕН УТ 24-Щ2.Р (рисунок 7.10, поз. 4), позволяющее управлять длительностью включения передач с дискретностью установки длительности временного интервала 0,1 с.

Для контроля частоты вращения вала привода МПН применялся бесконтактный тахометр «Testo-465» (Германия) с диапазоном измерений 1,00–99999 мин$^{-1}$ и точностью измерений ± 0,02% (рисунок 7.11).

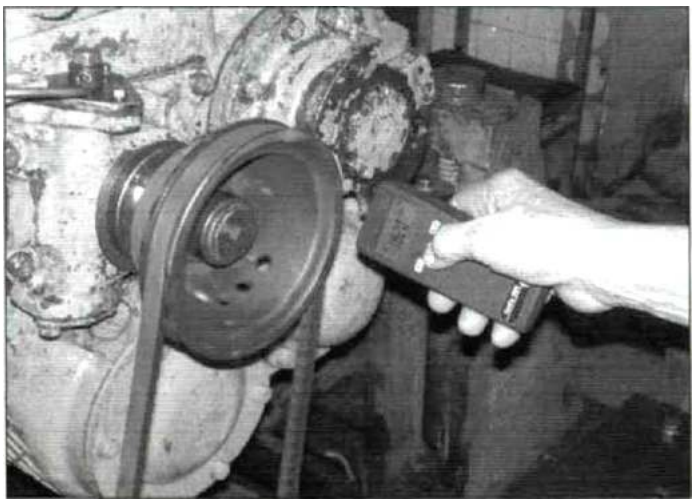


Рисунок 7.11 – Контроль частоты вращения приводного вала с помощью тахометра «Testo-465»

Для контроля температуры корпуса КП применен пирометр «Testo 825-Т4» (Германия), позволяющий контактным способом измерять температуру поверхности в пределах - 50 °С ...+ 250 °С с точностью измерений ± 0,1 °С (рисунок 7.12).



Рисунок 7.12 – Измерение температуры опоры конического редуктора с помощью пирометра «Testo 825-Т4»

Контроль уровня нагружения механизма привода масляного насоса проводился по показаниям манометра ОБМ1-100 (рисунок 7.10, поз. 10) с диапазоном показания 0–1,6 МПа, класс точности 2,5.

Измерение площадей пятна на боковых поверхностях шлицев проведено на фотоотпечатках шлицев с помощью цифрового планиметра Tamaya PLANIX-5 (Япония), диапазон измерения 30 см × 30 см, разрешение 0,1 см^2 и точность измерения ± 0,2% (рисунок 7.13).

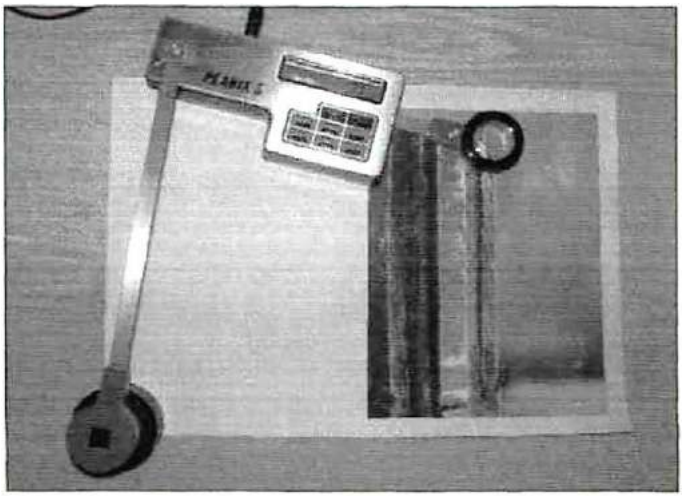


Рисунок 7.13 – Цифровой планиметр Tamaya PLANIX-5 (Япония)

Для измерения толщины шлицев применялся микрометрический зубомер МЗ 25-2, рекомендованный техническими требованиями на капитальный ремонт [104].

Измерение твердости шлицев производилось по методу Роквелла при помощи серийного твердомера типа ТК-2М.

Измерение параметров шероховатости рабочих поверхностей шлицев валика МИН проведено с помощью информационно-вычислительного комплекса (профилометра) модели 170623.1 (рисунок 7.14) согласно указаниям технического описания 1706.0.00.0.00-01 ТО и требованиям ГОСТ 2789-73 [104].

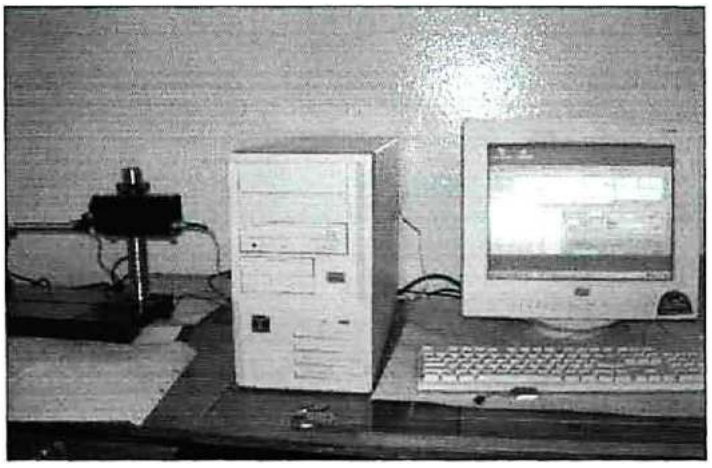


Рисунок 7.14 – Информационно-вычислительный комплекс модели 170623.1

Наиболее достоверная информация о безотказности агрегатов трансмиссии содержится в материалах по результатам государственных приемочных испытаний тракторов К-701М в объеме 10 тыс. моточасов, проведенных Северо-Кавказской машиноиспытательной станцией [104].

Проведенный нами анализ зафиксированных отказов тракторов, ЗАВ № 10 и № 11 позволил установить следующее: средняя наработка на сложный отказ (II и III групп сложности) трансмиссии составляет 404 и 368 моточасов; средняя наработка проявления сложных отказов (до отказа) по трансмиссии ЗАВ № 10 равна 5724 моточасам, по трактору ЗАВ № 11 – 5753 моточасов; средняя наработка отказов, которые не связаны с недостатками производства (низкое качество сварки, пайки, термообработки и т.д.), а отражают естественный износ сопряжений, равны 6974 и 6789 моточасов соответственно, в том числе по износу шлицевых соединений средняя наработка составляет 6808 моточасов.

Средняя наработка на отказ, причиной которых является естественный износ сопряжений, составляет 845 и 859 моточасов, а по отказам, в описании которых отмечается и износ шлицев, наработка равна 1860 и 1718 моточасов соответственно для тракторов ЗАВ № 10 и № 11. При этом износ шлицев отмечается в 45% случаев отказов [104].

Предельная величина износа шлицев отмечается только по деталям механизма привода насоса (шестерни и валика), где «...шлицы валика и шестерни конической изношены на половину ширины» [104]. Таким образом, ресурс соединения выработан полностью; при этом наработка МПН на отказ составила 6525 и 7249 моточасов соответственно для тракторов ЗАВ № 10 и № 11 при средней наработке 6887 моточасов.

Однако, несмотря на то, что шлицевые соединения характеризуются достаточно высокими показателями надежности, в условиях реальной эксплуатации при современном состоянии машинно-тракторного парка ресурс узлов и агрегатов поддерживается в основном заменой изношенных деталей на детали из запасных частей. Качество запасных частей, реализуемых сельскохозяйственному потребителю, заведомо ниже качества деталей, поступающих на сборку нового трактора.

В настоящее время, в связи с реальным увеличением сроков службы агрегатов и узлов, расход деталей МПН при ремонте коробок передач – валика 700А.17.00.038-3 составляет 44%, а комплекта шестерен 700А.17.00.300Р конического редуктора – 47%.

Для проведения экспериментов по исследованию виброактивности шлицевого соединения, оценки влияния износа шлицев и показателей шероховатости их рабочих поверхностей на уровень вибросигнала, на ремонтном предприятии выбраны валики с различной величиной износа шлицев по толщине.

Выбор валиков проведен при следующих условиях:

1) износное состояние объекта испытаний должно включать небольшой износ после приработки, износы допустимые в сопряжении с деталями, бывшими в эксплуатации и износы, допускающие сопряжение только с новыми деталями;

2) твердость шлицев валиков должна соответствовать требованиям чертежей конструкторской документации завода.

По результатам микрометража 60 шлицев десяти валиков, работающих в соединении с шестерней конического редуктора, установлено, что выборка (N = 36 для одного шлицевого соединения) с достаточной степенью точности отражает износное состояние деталей, поступающих в ремонт. Износ шлицев одного валика с допустимой величиной износа характеризуется распределением Вейбулла, при этом коэффициент вариации $V = 0{,}47$, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0{,}06$ мм, математическое ожидание $Mx = 0{,}66$ мм и относительная ошибка $\mathcal{E} = 16\%$ (величину относительной ошибки допускают в интервале от 10 до 20% [104]).

Износное состояние всех шлицев валика, соединяемых с шестерней, характеризуется законом распределения Вейбулла, при этом коэффициент вариации составил $V = 0{,}68$, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0{,}38$ мм, математическое ожидание $Mx = 0{,}86$ мм и относительная ошибка $\mathcal{E} = 15\%$.

Износное состояние всех шлицев валика, соединяемых с втулкой масляного насоса, описывается также законом распределения Вейбулла, при этом коэффициент вариации составил $V = 0{,}53$, среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0{,}28$ мм, математическое ожидание $Mx = 0{,}55$ мм и относительная ошибка $\mathcal{E} = 11\%$.

Статистической обработкой данных [104] по износу шлицев установлено, что шлицевая часть валика, соединяемая с втулкой привода насоса всей выборки валиков, пригодна к дальнейшей эксплуатации как с деталями, бывшими в эксплуатации, так и новыми, а шлицевая часть валика, соединяемая с шестерней конического редуктора, подлежит восстановлению в 48% случаев.

В результате микрометража шлицев установлено, что, несмотря на то, что шлицевые соединения валика передают один и тот же крутящий момент и работают с той же линейной скоростью, износы шлицев, соединяемых с шестерней конического редуктора и втулкой привода масляного насоса, различны по величине. Износы шлицев, работающих в соединении с втулкой, значительно меньше износа шлицев, работающих с шестерней конического редуктора. Характер неравномерности износа, по результатам определения средней величины толщин шлицев 10 валиков, представлен на рисунке 7.15.

Наиболее вероятной причиной неравномерности износа шлицев являются различные условия смазывания контактируемых поверхностей. В первом случае (рисунок 7.15, поз. 1) масляный клин не постоянен, так как соединение работает в условиях масляного тумана, во втором случае (рисунок 7.15, поз. 2) шлицы работают в условиях обильной смазки, в масляной ванне.

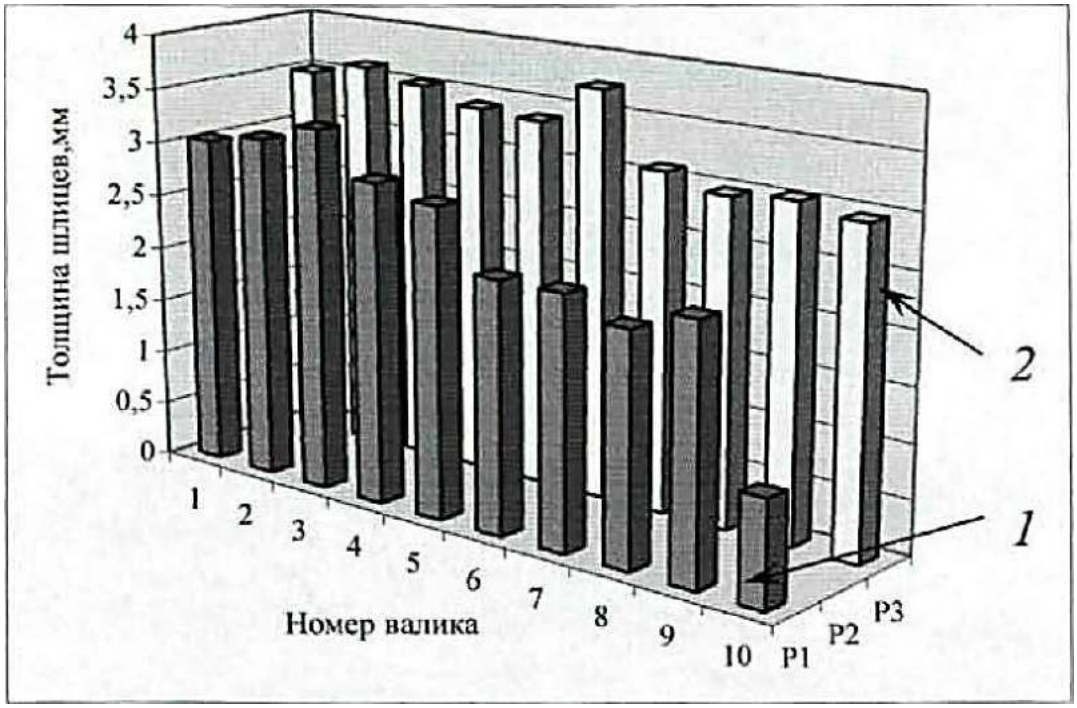
Вопрос повышения долговечности шлицевых соединений представляет особый интерес в случаях применения АРВК для изношенных деталей, бывших в эксплуатации.

Результаты проведенных экспериментов при добавлении АРВК в масло показывают [104], что характер зависимостей вибросигнала на зубцовой частоте шлицевого соединения зависит от точности сопряжения по геометрическим параметрам контакта шлицев:

– при соответствии размеров шлицев требованиям КД происходит быстрый переход от условий пластического контакта к условиям упругого контакта (рост уровня вибрации) и в дальнейшем снижение виброактивности шлицевого соединения на 7,3 дБ, или в 2,3 раза (рисунки 7.16, 7.19);

– при непараллельности боковых поверхностей шлицев оси валика (остальные геометрические параметры и твердость шлицев, соответствуют требованиям КД), виброактивность шлицевого соединения за период 60 часов не снижается, а напротив, наблюдается её рост в сравнении с первоначальным значением на 15 дБ, или 6,1 раза (рисунок 7.17);

– при работе валика, бывшего в эксплуатации, соответствующего требованиям технических условий на капитальный ремонт (зазор в соединении – 1,30 мм, допускаемый в ремонте) и имеющего из-за износов различные толщины шлицев от 2,78 мм до 2,90 мм, наблюдается волнообразный характер процесса изменения виброактивности соединения (рисунок 7.18).



1 – толщина шлицев в соединении с шестерней конического редуктора (работа в условиях ограниченной смазки, масляный туман);
2 – толщина шлицев в соединении с втулкой привода масляного насоса (работа в условиях обильной смазки, масляная ванна)

Рисунок 7.15 – Неравномерность износа шлицев валика по толщине

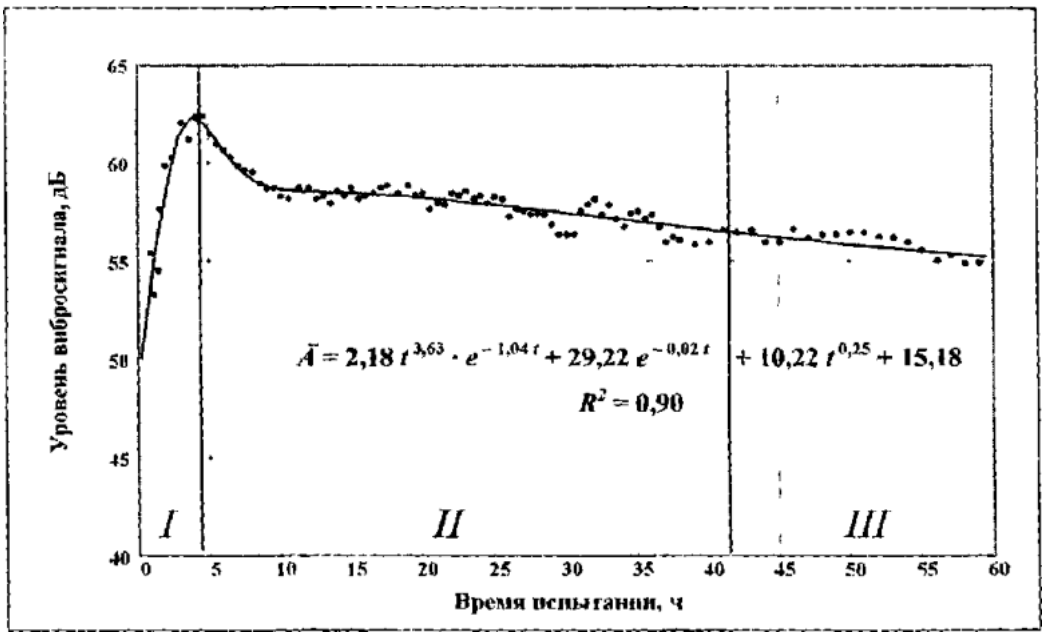


Рисунок 7.16 – Изменение уровней виброускорений на зубцовой частоте шлицевого соединения при работе с добавлением АРВК в масло (зазор в соединении – номинальный, 0,36 мм, шлицы соответствуют требованиям КД)

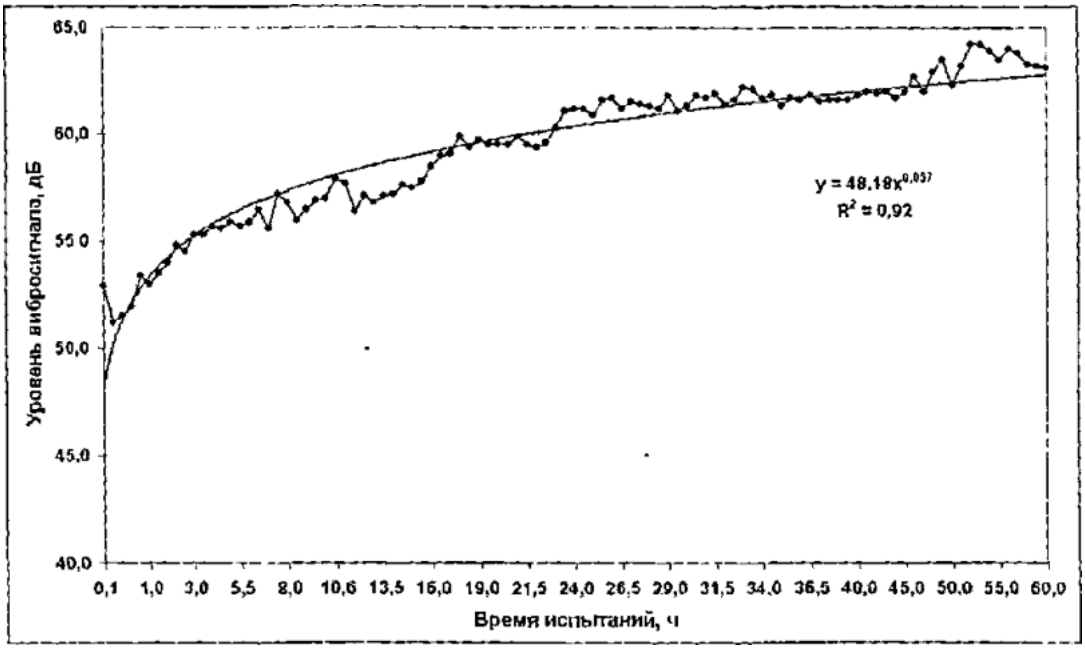


Рисунок 7.17 – Изменение уровней виброускорений на зубцовой частоте шлицевого соединения при работе с добавлением АРВК в масло (зазор в соединении – номинальный, 0,4–0,5 мм, шлицы не соответствуют требованиям КД, непараллельность боковых поверхностей шлицев оси вала)

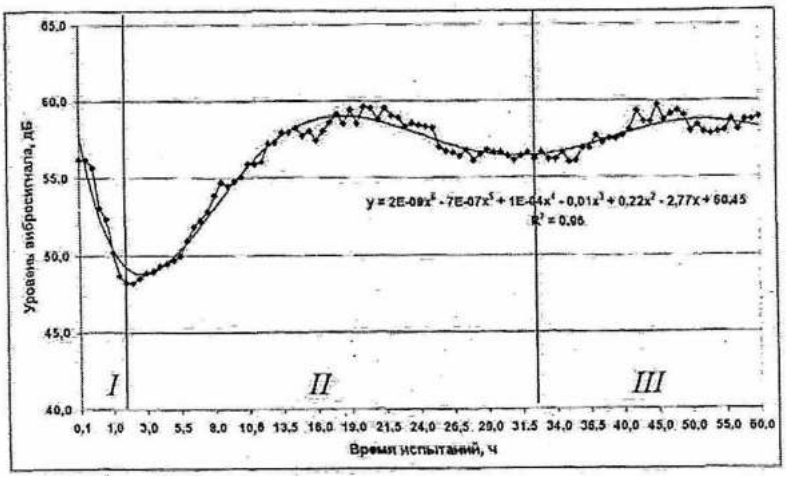
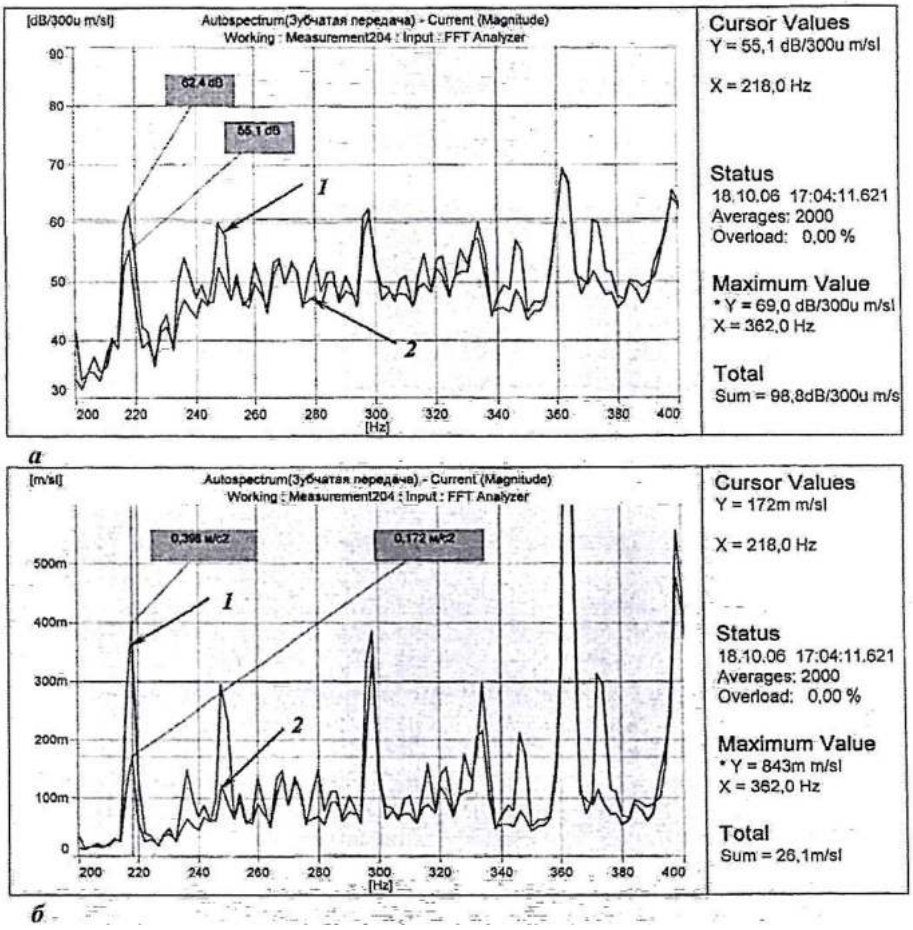


Рисунок 7.18 – Изменение уровней виброускорений на зубцовой частоте шлицевого соединения изношенный валик – новая шестерня (зазор в соединении 1,30 мм, допускаемый при ремонте узла) при работе с добавлением АРВК в масло



а – логарифмический уровень виброускорений; *б* – амплитуда виброускорений: 1 – в начале испытаний; 2 – после 60 часов работы АРВК

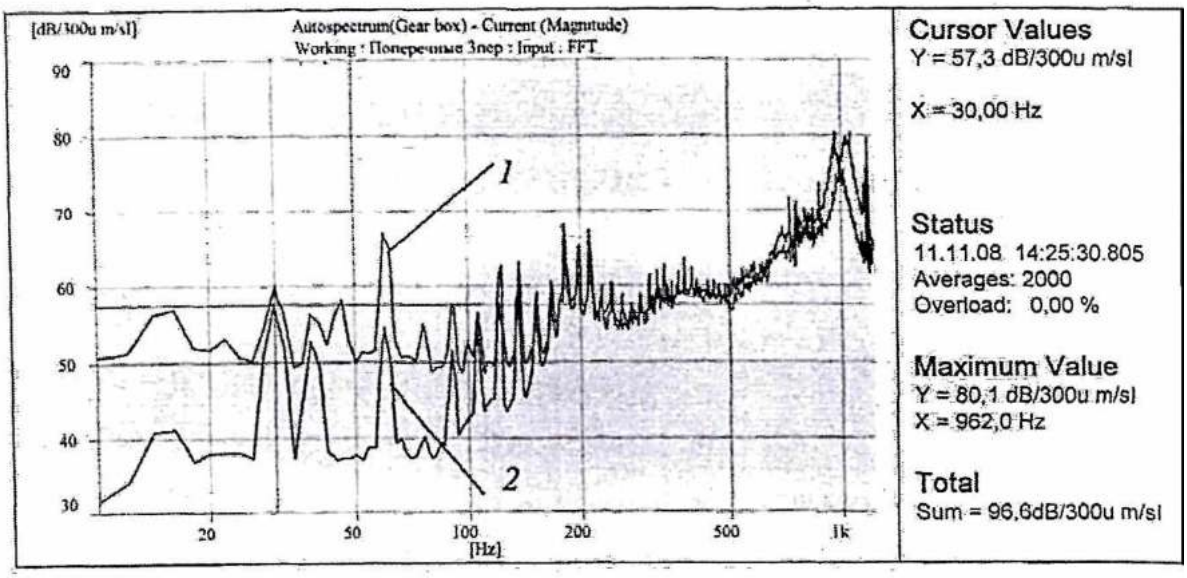
Рисунок 7.19 – Фрагменты спектрограмм виброускорений МПН в области зубцовой частоты шлицевого соединения при работе валика, соответствующего требованиям КД, в масле с добавлением АРВК

При применении АРВК установлено также и снижение уровней виброускорений на оборотной частоте шлицевого валика. При работе МПН с новыми деталями на масле с добавлением АРВК максимальный уровень вибрации 48 дБ достигается после обкатки в течение 6,8 часа, затем наблюдается снижение, и в конце испытаний от 50 до 60 часов уровень вибрации практически не изменяется и равен 45 дБ. При работе МПН с изношенным валиком (зазор в зацеплении по боковой поверхности составляет 1,30 мм) уровень вибрации на оборотной частоте снижается с 52 дБ до 40 дБ. Наблюдается плавное снижение уровня в течение 40 часов обкатки, в дальнейшем от 40 до 60 часов уровень вибрации колеблется незначительно в пределах 40–41,5 дБ [104].

По итогам эксплуатационных испытаний АРВК в агрегатах трансмиссии трактора ДТ-75 были получены следующие результаты.

– После окончания сезона полевых работ, при наработке АРВК 240 часов, вторично проведено снятие спектров виброускорений трансмиссии трактора и сравнение полученных результатов с началом испытаний методом наложения спектров (рисунок 7.20).

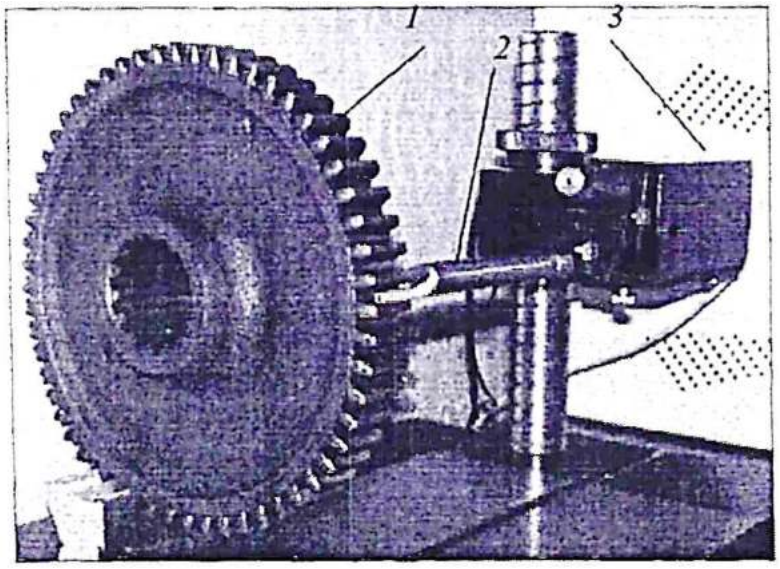
– Измерение параметров шероховатости боковых поверхностей зубьев шестерни ВОМ проведены с помощью информационно-вычислительного комплекса (профилометра) модели 170622 (рисунок 7.21).



1 – в начале испытаний; 2 – после наработки с АРВК 240 м.ч

Рисунок 7.20 – Фрагменты спектрограмм виброускорений трансмиссии трактора ДТ-75 при работе КП на третьей передаче в режиме холостого хода ($n_{\text{дв}} = 1880$ мин$^{-1}$) в диапазоне частот 10–1200 Гц

– Результаты измерения параметров шероховатости нерабочей поверхности зуба (исходная шероховатость) представлены на рисунке 7.22, рабочей поверхности зуба – на рисунке 7.23.



1 – шестерня редуктора ВОМ; 2 – датчик профилометра; 3 – мотопривод профилометра 170622

Рисунок 7.21 – Измерение параметров шероховатости профиля рабочей поверхности зуба шестерни редуктора ВОМ

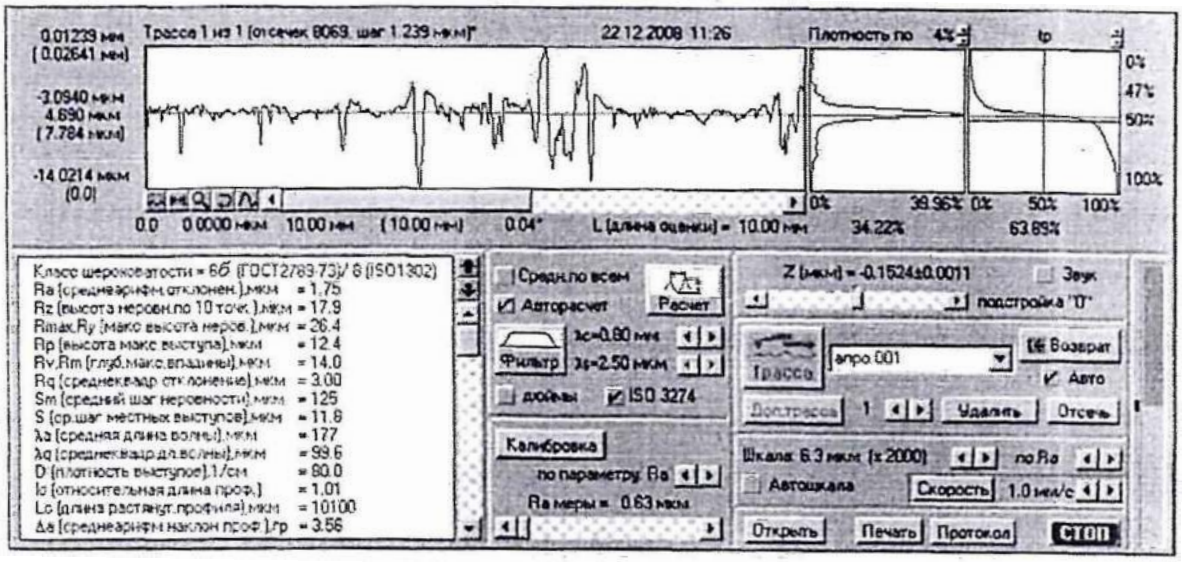


Рисунок 7.22 – Фрагмент профиля нерабочей поверхности зуба шестерни редуктора ВОМ в начале испытаний (исходная шероховатость)

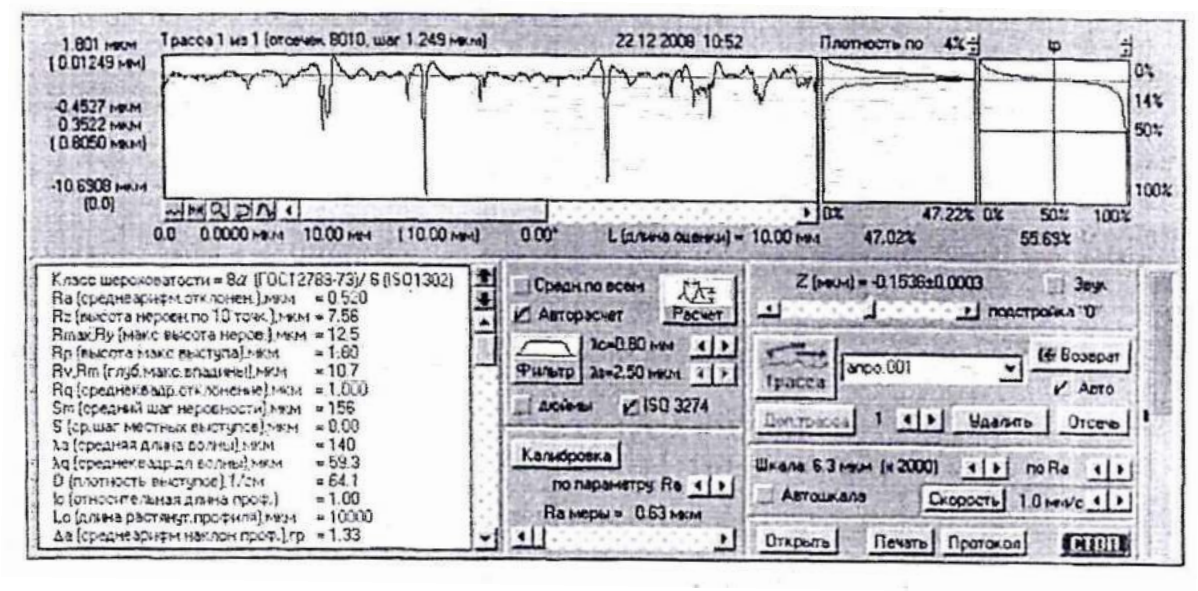


Рисунок 7.23 – Фрагмент профиля рабочей поверхности зуба шестерни редуктора ВОМ после работы в масле с добавлением АРВК

Средние значения параметров шероховатости боковых поверхностей на шести зубьях с шестикратной повторностью представлены в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Параметры шероховатости боковых поверхностей зубьев шестерни редуктора ВОМ

Наименование параметра по ГОСТ 2789	Шестерня редуктора ВОМ	
	в начале испытаний (исходная шероховатость)	в конце испытаний
Среднее арифметическое отклонение *Ra,* мкм	1,75	0,52
Высота неровностей по десяти точкам *Rz,* мкм	18,41	6,21
Максимальная высота неровностей профиля R_{max}, мкм	26,77	10,31
Средний шаг местных выступов *S*, мкм	13,07	8,58

В результате испытаний установлено, что после работы редуктора ВОМ с АРВК среднее арифметическое отклонение профиля *Ra* уменьшилось в 3,4 раза, высота неровностей по десяти точкам *Rz* уменьшилась в 3 раза, наибольшая высота неровностей профиля *Rmax* уменьшилась в 2,6 раза, средний шаг местных выступов *S* снизился в 1,5 раза.

Результаты производственной проверки вибрационного метода оценки качества приработки, полученные при эксплуатационных испытаниях АРВК, позволяют сделать следующее обобщение:

– при применении АРВК в агрегатах трансмиссии с приработанными деталями (наработка порядка 1000 м.ч), уровни виброускорений пространственных колебаний, за время работы трансмиссии примерно 250 м.ч, снижаются в пределах 30–40%, а в агрегатах трансмиссии с неприработанными деталями (обкатка не завершена) уровни виброускорений пространственных колебаний снижаются в 2,3–2,9 раза.

Снижение виброактивности кинематических пар трансмиссии подтверждается результатами измерений параметров шероховатости зубьев шестерни редуктора ВОМ. Измерениями установлено, что после работы с АРВК показатели шероховатости профиля рабочей поверхности зубьев улучшились в 1,5–3 раза.

По результатам испытаний антифрикционная ресурсовосстанавливающая композиция (АРВК) рекомендована Северо-Кавказской машиноиспытательной станцией к применению в качестве добавки к трансмиссионным маслам при эксплуатации тракторов с механической трансмиссией [104].

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров И.К. Модернизация расчета КПД многозвенной кинематической цепи / И.К. Александров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 7. – С. 22–23.
2. A 1 1827470 RU 5 F 16 H 7/06. Цепная передача / Бондарь Н.И., Каменский Н.Г. – № 4829033/28; заявл. 09.04.91 // Открытия. Изобретения. – 1993. – № 26. – С. 45.
3. A 1 1587268 СССР A2 5 F 16 G 13/06, B 65 G 19/20. Цепь с открытыми шарнирами / Оболонский В.В., Терещенко В.Н. (Симферопольский филиал Днепропетровского инженерно-строительного ин-та). – № 4337758/27-03; заявл. 04.12.87 // Открытия. Изобретения. – 1990. – № 31. – С. 163.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2 / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1982. – 584 с.
5. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – Изд. 6-е. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
6. Бентли Д. В поисках более совершенных подшипников / Д. Бентли // Компрессорная техника и пневматика. – 2001. – № 1.
7. Бережной С.Б. Применение эвольвентных звёздочек в цепных передачах / С.Б. Бережной, О.И. Остапенко, А.А. Война // Горная электромеханика и автоматика. – Днепропетровск, 1999. – С. 271–274.
8. Бережной С.Б. Исследование настройки двухваловых роликовых цепных передач с натяжными звёздочками: дис. канд. техн. наук / С.Б. Бережной. – Краснодар, 1981. – 178 с.
9. Валуев Н.В. Повышение надежности использования машин и совершенствование их элементов: монография / Н.В. Валуев, В.Н. Валуев, В.И. Щербина. – Зерноград: АЧГАА, 2012. – 114 с.
10. Валуев Н.В. Оптимизация режимов смазки подшипниковых опор молотильного барабана комбайна СК-5 «Нива» / Н.В. Валуев, А.А. Михайличенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1983. – № 7.
11. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 1965. – 135 с.
12. Васильев И.М. Методика экспериментального исследования подшипников с плавающей втулкой / И.М. Васильев // Вестник Челябинского агроинженерного университета, 1999. – Т. 28. – С. 101–104.
13. Василенко А.М. Элементы методики математической обработки результатов экспериментальных исследований / А.М. Василенко. – М.: ВИМ, 1958. – 59 с.
14. Воробьёв Н.В. Цепные передачи / Н.В. Воробьёв. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 251 с.
15. Гуляев А.П. Металловедение / А.П. Гуляев. – М.: Металлургия, 1986. – 544 с.
16. Гусева И.А. Автоматизация и механизация сборки и контроля подшипниковых узлов / И.А. Гусева // Автоматизация и современные технологии. – 2001. – № 4.

17. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: справочник / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.
18. Готовцев А.А. Цепные передачи и их элементы / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин // Справочник металлиста; под ред. С.А. Чернавского, В.Ф. Резчикова. – 3-е изд. – М., 1976. – Т. 1. – С. 556–583.
19. Докшанин С.Г. Анализ работы подшипников качения и возможности повышения их долговечности / С.Г. Докшанин // Вестник Красноярского технического университета, 2000. – Машиностроение. – Вып. 21. – С. 62–64.
20. Ерохин М.Н. Нанотехнологии и наноматериалы в агроинженерии: учебное пособие / Ерохин М.Н., Балабанов В.И., Стрельцов В.В.; под общ. ред. М.Н. Ерохина. – М.: МГАУ, 2008. – 300 с.
21. Игнатьев Г.С. Приремонтное диагностирование: состояние и перспективы развития / Г.С. Игнатьев // Университет технического прогресса в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1989. – 48 с.
22. Иванова В.С. Синергетика и фракталы в материаловедении / В.С. Иванова, А.С. Баланкин, И.Ж. Бунин, А.А. Оксогоев. – М.: Наука, 1994. – 383 с.
23. Иванова В.С. Природа усталости металлов / В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с.
24. Кравченко И.Н. Основы надежности машин: учебное пособие. – Ч. 2 / И.Н. Кравченко, В.А. Зорин, Е.А. Пучин, Г.И. Бондарева. – М., 2007. – 260 с.
25. Коршунов В.Я. Обеспечение качества поверхностного слоя деталей на основе прогнозирования рациональных структурно-энергетических параметров материала и технологических условий механической обработки: автореф. дис. д-ра техн. наук / В.Я. Коршунов. – Саратов, 2006. – 32 с.
26. Ковалев М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М.П. Ковалев, М.З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1980. – 373 с.
27. Кашуба Б.П. Трактор ХТЗ-150К-09 (устройство и эксплуатация) / Под общ. ред. Б.П. Кашубы, И.А. Коваля. – М.: Колос, 1976. – 312 с.
28. Клецкин М.И. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин: в 4 т. Т. 4 / Под ред. М.И. Клецкина. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – 536 с.
29. Коршунов В.Я. Повышение эксплуатационных свойств машин прогнозированием и технологическим обеспечением физико-механических параметров материалов на основе принципов энергетики / В.Я. Коршунов // Вестник машиностроения. – 2000. – № 6. – С. 48–53.
30. Коршунов В.Я. Методика расчета термодинамических параметров и энергии активации процессов пластической деформации металлических материалов / В.Я. Коршунов. – Зерноград: АЧГАА, 1998. – 22 с. – Деп. в ВИНИТИ 03.08.98, № 2465–898.
31. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б.И. Костецкий. – М.; Киев: Машгиз, 1959. – 478 с.

32. Лебедев А.Т. Оценка технических средств при их выборе: монография / А.Т. Лебедев. – Ставрополь, 2011. – 124 с.
33. Лебедев А.Т. Повышение эффективности машин и оборудования за счет их интервальной надежности / А.Т. Лебедев, А.А. Серегин // Международный технико-экономический журнал. – 2013. – № 6.
34. Ли Р.И. Восстановление подшипников качения полимерным материалом ВК-50 / Р.И. Ли // Аграрная наука. – 2001. – № 6.
35. Ли Р.И. Повышение долговечности неподвижных соединений подшипников качения / Р.И. Ли, Н.К. Даулетов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2001. – № 5. – С. 29–31.
36. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1976.
37. Митрович Р. Распределение нагрузки между телами качения шариковых подшипников / Р. Митрович, М. Ристивоевич, Т. Лазович // Вестник машиностроения. – 2000. – № 3. – С. 14–17.
38. Мачнев В.А. Влияние вибраций на изнашивание подшипников / В.А. Мачнев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 3. – С. 35–36.
39. Матвеевский Р.М. Исследование трения в приборных шарикоподшипниках / Р.М. Матвеевский. – М.: Машгиз, 1957. – 35 с.
40. Митяев А.Е. Повышение долговечности подшипников качения за счет твердых присадок к трансмиссионным маслам / А.Е. Митяев, В.Ф. Терентьев // Вестник Красноярского технического университета. Машиностроение. – 2000. – Вып. 21. – С. 59–62.
41. Металловедение и термическая обработка стали: справочник: в 3 т. Т. 1 / Методы испытаний и исследования. – Изд. 3-е. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.
42. Орлов А.В. Повышение работоспособности радиальных шарикоподшипников за счет оптимизации формы желоба колец / А.В. Орлов // Труды ВНИИПП. – М., 1974. – С. 47–55.
43. Орлов А.В. Повышение трибологических характеристик шариковых подшипников и направляющих / А.В. Орлов // Вестник машиностроения. – 2002. – № 7.
44. Орлов А.В. Повышение грузоподъемности шарикоподшипников / А.В. Орлов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2000. – № 5.
45. Орлов А.В. Предельный момент трения, вызывающий потерю сцепления в шарикоподшипнике / А.В. Орлов // Вестник машиностроения. – 2003. – № 9.
46. Остапенко О.И. Проектирование эвольвентных звёздочек с несимметричными зубьями / О.И. Остапенко, С.Б. Бережной, А.А. Война. – М., 1983. – 106 с. – Деп. в ВИНИТИ, № 212-мш-Д82.
47. Пучин Е.А. Надежность технических систем: учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений / Е.А. Пучин, О.Н. Дидманидзе, П.П. Лезин, Е.А. Лисунов, И.Н. Кравченко. – М.: УМЦ «Триада», 2005. – 353 с.: ил.

48. Пучин Е.А. Основы теории надежности и диагностики технических систем: научно-практическое издание / Е.А. Пучин. – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2013. – 183 с.
49. Псюкало С.П. Механизм изнашивания и разрушения подшипников с энергетических позиций / С.П. Псюкало, А.А. Серегин, В.А. Скляр // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 3. – С. 44–46.
50. Псюкало С.П. Анализ повреждений тел качения шариковых подшипников / С.П. Псюкало, А.А. Серегин, В.А. Скляр, А.В. Скляр // Международный технико-экономический журнал. – 2010. – № 3. – С. 85–87.
51. Псюкало С.П. Диагностирование подшипников качения со структурно-энергетических позиций / С.П. Псюкало, Н.В. Валуев, С.П. Назаров // Вестник аграрной науки Дона. – 2012. – № 2 (18). – С. 21–28.
52. Панин В.Е. Явление структурно-энергетической аналогии процессов механического разрушения и плавления металлов и сплавов / В.Е. Панин, В.В. Федоров, Р.В. Ромашов, С.В. Хачатурян, В.Я. Коршунов // Синергетика и усталостное разрушение металлов. – М.: Наука, 1989. – С. 29–44.
53. Панин В.Е. Атомо-вакансионное состояние в кристаллах / В.Е. Панин, В.Е. Егорушкин, Ю.А. Хон, Т.Ф. Елсукова // Известия вузов. Физика. – 1982. – № 12. – С. 5–28.
54. Папазов С.Г. Расчет распределения нагрузки между телами качения шарикоподшипника, установленного в подшипниковом узле сложной конфигурации / С.Г. Папазов // Механика и технология материалов и конструкций. – Пермь, 1999. – Вып. 2. – С. 169–176.
55. Псюкало С.П. Влияние радиального зазора на распределение нагрузки между телами качения и угол зоны нагружения шариковых подшипников / С.П. Псюкало, А.А. Серегин // Технологии и средства повышения надежности машин в АПК: сб. науч. тр. – Вып. 1. – Зерноград, 2005. – С. 61–66.
56. Псюкало С.П. Повышение долговечности узлов с радиальными шариковыми подшипниками: дис. канд. техн. наук / С.П. Псюкало. – Зерноград, 2009.
57. Пат. RU 2217288 C2, МПК B23P 6/00 (2000.01). Способ ремонта подшипникового узла / Серегин А.А., Усов В.В., Тимошенко А.Н., Бутков Р.И.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. – № 2002103764/02; заявл. 11.02.2002; опубл. 27.11.2003, Бюл. № 33. – 4 с.: ил.
58. Псюкало С.П. Восстановление ресурса радиального шарикоподшипника / С.П. Псюкало, А.А. Серегин // Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК: материалы Междунар. науч-практич. конф. – Ч. 2. – Ставрополь: СГАУ, 2006. – С. 59–62.
59. Псюкало С.П. Повышение долговечности опор качения сельскохозяйственных машин с увеличенными радиальными зазорами / С.П. Псюкало, А.А. Серегин, В.В. Усов // Технология и механизация животноводства: межвуз. сб. науч. тр. – Зерноград: АЧГАА, 2004. – Вып. 2. – С. 52–56.

60. Псюкало С.П. Определение параметров зоны разгрузки тел качения шарикового подшипника / С.П. Псюкало, А.А. Серегин // Технологии и средства повышения надежности машин в АПК: сб. науч. тр. АЧГАА. – Зерноград, 2007. – Вып. 1. – С. 142–147.
61. Пат. 2276000 Российская Федерация, МПК7 B23P 6/00. Способ ремонта подшипникового узла / Псюкало С.П., Серегин А.А., Калинин А.А.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. – № 2004133990/02; заявл. 22.11.04; опубл. 10.05.06, Бюл. № 13. – 3 с.: ил.
62. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин / В.Н. Потураев. – М.: Машиностроение, 1966. – 299 с.
63. Псюкало С.П. К обоснованию безразборного метода ремонта ТНВД / С.П. Псюкало, В.А. Луханин, А.Г. Сергиенко // Электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – № 101 (07).
64. Режимы испытаний подшипников: РДМ 37.006.006–84.
65. Скляр В.А. Влияние энергетической неоднородности структур в зоне сплавления после ЭКП металлических лент на долговечность восстановления деталей / В.А. Скляр, А.В. Скляр, А.С. Бурмистенков, С.П. Псюкало // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2009. – № 11. – С. 33–37.
66. Серегин А.А. Повышение надежности узлов конических подшипников сельскохозяйственных машин (на примере ремонта ведущих мостов трактора «Кировец»): дис. канд. техн. наук / А.А. Серегин. – Зерноград, 1990. – 223 с.
67. Свешников Б.П. Повышение работоспособности подшипников качения путем оптимизации конструкции подшипникового узла / Б.П. Свешников // Наука – производству. – 2000. – № 5.
68. Stribeck. Ball bearing for varions loads / Stribeck // Transactions ASME. – 1963. – V. 29. – P. 420–463.
69. Суркин В.И. Теоретическое и экспериментальное исследование параметров подшипников с промежуточными элементами / В.И. Суркин // Вестник Челябинского агроинженер. ун-та. – 1999. – Т. 29. – С. 56–61.
70. Тимошенко А.Н. Динамика радиально-упорного подшипника / А.Н. Тимошенко // Результаты исследований и производственной проверки малозатратных технологий и технических средств для возделывания зерновых культур в условиях засушливого земледелия: сб. науч. тр. / ВНИПТИМЭСХ. – Зерноград, 1999. – С. 148–156.
71. Тимошенко А.Н. Влияние радиального зазора в шарикоподшипниках на распределение нагрузки между телами качения / А.Н. Тимошенко, В.В. Усов, А.А. Серегин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2001. – № 11. – С. 28–30.
72. Тикунова Г.В. Контроль момента трения подшипников: обзор / Г.В. Тикунова, А.К. Петриков. – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1990. – 30 с.
73. Федоров В.В. Кинематика повреждаемости и разрушения твердых тел / В.В. Федоров. – Ташкент: ФАН Узб. ССР, 1985. – 168 с.

74. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел / В.В. Федоров. – Ташкент: ФАН Узб. ССР, 1979. – 168 с.
75. Хлунов В.А. К вопросу применения втулочных цепей взамен роликовых / В.А. Хлунов // Труды Мосстанкина. – 1958. – Вып. 1.
76. Хрущёв М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию и твёрдость металлов / М.М. Хрущев, М.А. Бабичев // Докл. АН СССР. – 1953. – Т. 88. – № 83.
77. Hans-Gunter Rachner. Stahlgelenkketten und Kettentriebe. Konstruktiosbucher. Herausgeber Professor Dr – Ing. K. Kollman, Karlsruhe, Springer-Verlag. – Berlin (Gottingen), Heidelberg, 1962. – 222 s.
78. Шаповал Б.Г. Определение закона распределения приращения радиального зазора подшипников качения при изнашивании / Б.Г. Шаповал, В.А. Фокин // Проектирование рабочих органов уборочных, почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин, агрегатов для кормопроизводства. – Ростов-на-Дону, 1982.
79. Шасси трактора ХТЗ-150К-09. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.025-87. – М., 1988.
80. Юдин М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов: монография / М.И. Юдин. – Краснодар: КГАУ, 2004. – 239 с.
81. Богатов А.А. Механические свойства и модели разрушения металлов: учебное пособие для вузов / А.А. Богатов. – Екатеринбург: Изд-во ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. – 329 с.
82. Воскобоев В.Ф. Надежность технических систем и техногенный риск. Ч. 1. Надежность технических систем: учебное пособие / В.Ф. Воскобоев. – М.: ИД «Альянс»; «Путь», 2008. – 200 с.
83. Гуськов А.В. Надежность технических систем и техногенный риск: учебник / А.В. Гуськов, К.Е. Милевский. – Новосибирск: НГТУ, 2007. – 417 с.
84. Дорохов А.С. Обеспечение надежности сложных технических систем: учебник / А.Н. Дорохов, В.А. Кержинский, А.Н. Миронов. – СПб.: Лань, 2011. – 352 с.
85. Матвиевский В.Р. Надежность технических систем: учебное пособие / В.Р. Матвиевский. – М.: МГИЭиМ, 2002. – 113 с.
86. Мехоношин В.С. Надежность технических систем и техногенный риск: учебное пособие / В.С. Мехоношин. – Ульяновск: УВАУ, 2005. – 82 с.
87. Острейковский В.А. Теория надежности / В.А. Острейковский. – 2-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 463 с.
88. Рябинин И.А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем: монография / И.А. Рябинин. – СПб.: Политехника, 2000. – 247 с.
89. Синопальников В.А. Надежность и диагностика технических систем: учебник / В.А. Синопальников. – М.: Высшая школа, 2005. – 342 с.
90. Сукач Е.В. Надежность технических систем: учебное пособие для вузов / Е.В. Сукач. – Красноярск: НИИ СУВПТ, МГП «Раско», 2001. – 608 с.
91. Шишмаев В.Ю. Надежность технических систем: учебник / В.Ю. Шишмаев. – М.: Академия, 2010. – 304 с.

92. Серёгин А.А. Формирование методов повышения надежности механических приводов машин и оборудования АПК / А.А. Серёгин // Вестник аграрной науки Дона. – 2017. – № 4 (40). – С. 13–20.
93. Черкесов Г.Н. Надежность аппаратно-программных комплексов: учебное пособие / Г.Н. Черкесов. – СПБ.: Питер, 2005. – 479 с.
94. Гумеров А.Г. Трещиностойкость металла труб нефтепроводов / А.Г. Гумеров. – Москва: Недра-Бизнес-центр, 2001. – 231 с.
95. Зайнулин Р.С. Повышение ресурса нефтепровода / Р.С. Зайнулин, А.Г. Гумеров. – М.: Недра, 2000. – 494 с.
96. Ланчаков Г.А. Работоспособность трубопроводов. Ч. 3: Диагностика и прогнозирование ресурса / Г.А. Ланчаков. – М.: Недра-Бизнес-центр, 2003. – 291 с.
97. Ерохин М.Н. Инженерные методы оценки и контроля надежности сельскохозяйственной техники: монография / М.Н. Ерохин, Р.С. Судаков. – М.: МСХА, 1991. – 67 с.
98. Зверев Г.Я. Оценка надежности изделия в процессе эксплуатации / Г.Я. Зверев. – М.: КомКнига, 2006. – 96 с.
99. Лебедев А.Т. Оценка технических средств при их выборе: монография / А.Т. Лебедев. – Ставрополь, 2011. – 124 с.
100. Лебедев А.Т. Ресурсосберегающие направления совершенствования эксплуатации и ремонта машин и оборудования сельскохозяйственного производства: дис. д-ра техн. наук / А.Т. Лебедев. – Зерноград: АЧГАА, 2012. – 474 с.
101. Адигамов Н.Ш. Теория и методы расчета повышения надежности сельскохозяйственных уборочных машин с учетом состояния их элементов: дис. д-ра техн. наук / Адигамов Наиль Рашатович. – Казань, 2006. – 282 с.
102. Метильков С.А. Надежность цепных передач машин / С.А. Метильков. – Краснодар: Советская Кубань, 2000. – С. 103.
103. Скороходов А.Н. Методы повышения надежности и эффективности работы технологических комплексов: учебное пособие / А.Н. Скороходов, Р.Н. Дидманидзе. – М.: ООО «УМЦ «Триада», 2015. – С. 126.
104. Белый В.И. Оценка качества обкатки шлицевых соединений и зубчатых передач при применении антифрикционной добавки по вибрационным параметрам: дис. канд. техн. наук / В.И. Белый. – Зерноград, 2009.

Научное издание

Псюкало Сергей Петрович
Луханин Владимир Александрович

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ, ПЕРЕДАЧ И АГРЕГАТОВ МАШИН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Редактор Н.П. Лучинкина
Верстка Н.В. Гвоздик
Дизайн обложки С.П. Вдовикина

Подписано в печать 3.06.2024 г.
Формат 60×84/16. Усл. п. л. 10,0. Тираж 500 экз. Заказ № 18.

Отдел информационных технологий и издательской деятельности
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ
347740, г. Зерноград Ростовской области, ул. Советская, 15.