

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «РОССИЙСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»

УДК 621.71:631.3.004.67

На правах рукописи

ПУПКОВА ДАРЬЯ АЛЕКСАНДРОВНА

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОРМ ТОЧНОСТИ ПОСАДОК
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
СОЕДИНЕНИЙ ПРИВОДОВ МУФТ СО ШПОНКАМИ
ПРИ РЕМОНТЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

**Специальность 4.3.1 – Технологии, машины и оборудование
для агропромышленного комплекса**

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Шкаруба Нина Жоровна

Москва 2024

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	11
1.1 Общая методика исследования способов обеспечения надежности посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками	11
1.2 Анализ муфт, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства	14
1.3 Анализ требований нормативных документов к муфтам, имеющим цилиндрическое соединение со шпонкой.....	20
1.4 Анализ дефектов, возникающих при эксплуатации муфт в машинах и оборудовании для сельского хозяйства	24
1.4.1 Анализ дефектов шпонок и шпоночных пазов в соединении приводов муфт	25
1.4.2 Анализ дефектов валов и отверстий в соединении приводов муфт	29
1.5 Анализ методов расчета норм прочности цилиндрических соединений со шпонкой в муфтах, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства	31
1.6 Анализ способов восстановления деталей цилиндрических соединений со шпонкой.....	38
1.7 Выводы, цели и задачи исследования	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНЫХ НАТЯГОВ В СОЕДИНЕНИИ МУФТ С ВАЛАМИ.....	43
2.1 Разработка методики определения расчетных натягов для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами.....	43
2.2 Расчет технологических натягов	47
2.3. Выбор посадки.....	48
2.4 Разработка методики расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.....	48
2.5 Выводы	51
3 МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ.....	52

ИССЛЕДОВАНИЙ.....	52
3.1 Описание объекта исследований	52
3.2 Методика проведения контроля и дефектации с целью оценки параметров рассеяния действительных размеров сопрягаемых деталей и действительных натягов в соединении муфт с валами.....	53
3.3 Выбор средств измерений для контроля параметров соединения цилиндрических поверхностей валов и отверстий.....	55
3.4 Проектирование калибров для контроля шпоночных соединений.....	58
3.5. Разработка компьютерной программы для расчета и выбора посадок для цилиндрических соединения со шпонкой муфт с валами	64
3.6 Выводы	66
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ.....	67
4.1 Анализ точности изготовления поверхностей концов валов, отверстий муфт, ширины и пазов шпонки.....	67
4.2 Апробация методики расчета натягов для соединения цепных полумуфт с валами	74
4.2.1. Расчет натягов для посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.40	74
4.2.2. Расчет натягов для посадок цепных полумуфт на валы редуктора Н 090.2077	
4.3 Апробация методики расчета натягов для соединения упругих втулочно- пальцевых муфт с валами.....	80
4.4 Расчет усилия распрессовки для выбранных посадок.....	87
4.5 Определение температуры нагрева муфты для выбранных посадок	90
4.6 Выводы	92
5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ	94
5.1. Оценка влияния проектных предложений на показатели надежности картофелеуборочного комбайна КПК-2-01	94
5.2 Расчет экономического эффекта от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01.....	97
5.3 Выводы	100

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	101
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	104
Приложение А. Свидетельства государственной регистрации программы для ЭВМ	125
Приложение Б. Акты внедрения результатов научно-исследовательской работы	127

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. На сегодняшний день надежность отечественной сельскохозяйственной техники несколько ниже зарубежной, и технологические способы ее обеспечения до сих пор остаются важнейшими задачами конструкторов и технологов [3, 98, 65, 104, 26].

Первичный анализ причин отказов показал, что посадки в цилиндрических поверхностях приводов со шпонками назначаются по методу аналогии и имеют зазоры в начальном конструктивном исполнении, в то время как во всей базовой научной и учебной литературе по конструированию цилиндрических соединений со шпонками указана аксиома, что такое соединение должно передавать нагрузку самостоятельно, а шпонка служит предохранителем на случай проворачивания при перегрузках [37, 57, 62, 68, 118]. В реальных соединениях вращающий момент передается только шпонкой, а уже заложенные такой конструкцией зазоры приводят к значительному изнашиванию цилиндрических поверхностей, поверхностей шпонки и пазов. Такие дефекты как износ посадочных отверстий и смятие шпонок и пазов являются критическими, так в этом случае необходимо разбирать привод, снимать, например, электродвигатель и редуктор и проводить не только замену полумуфт, но и валов соединяемых агрегатов, что достаточно дорого и трудоемко. С точки зрения теории взаимозаменяемости, данные соединения начинают свою эксплуатацию уже в зоне аварийного износа, что не допустимо.

К сожалению, в современные компьютерные программы, используемые для проектирования машин и оборудования, заложены готовые решения по назначению допусков размеров и посадок различных соединений. Как правило в основу выбора норм точности положены методы прецедентов и подобия. Такой подход приводит к тому, что проектируемые узлы не отвечают требованиям к надежности и долговечности, так при выборе не учитывается сложная взаимосвязь различных факторов, обусловленных реальными условиями эксплуатации проектируемого узла (крутящий момент, осевая сила, радиальная и консольная нагрузка, тонкостенность вала или отверстия, характеристики материалов деталей,

виды сборки, коэффициенты трения при сборке, величины смятия шероховатости поверхности и т.д.) [72]. Существующие нормативные документы (ГОСТы, методические рекомендации) по выбору допусков и посадок, морально устарели и не учитывают требования, предъявляемые к новым проектируемым узлам, сборочным агрегатам и машинам с позиций их надежности, долговечности и безотказности.

Кроме этого, в современном машиностроении применяются новые материалы, физические характеристики которых позволяют создавать более надежные и долговечные посадки, по сравнению с рекомендуемыми в ГОСТах, поэтому применение устаревших методик расчета и методов подбора необходимо заменить на новые и современные методы. Несмотря на сложный характер стохастической модели конструирования посадок с натягом, цифровая поддержка позволит значительно облегчить и расширить ее использование.

С другой стороны, об актуальности и востребованности вопросов, связанных с нормированием точности посадок соединений свидетельствует высокое цитирование публикаций на эту тему в изданиях, индексируемых в различных базах данных.

Диссертационное исследование направлено на решение фундаментальной проблемы обеспечения надежности, долговечности и безотказности соединений с натягом при конструировании узлов и сборочных единиц унифицированной и специальной техники сельскохозяйственного назначения.

Степень разработанности. Исследованием влияния норм точности, допусков, зазоров и натягов в посадках на долговечность ответственных соединений сельскохозяйственной техники, вопросами контроля этих параметров, занимались многие отечественные ученые: Белов В.М., Голубев И.Г., Дорохов А.С., Дидманидзе О.Н., Ерохин М.Н., Иванов А.И., Казанцев С.П., Левшин А.Г., Леонов О.А., Павлюк Р.В., Пастухов А.Г., Пучин Е.А., Серый И.С., Федоренко В.Ф., Черноиванов В.И., Яковлев С.А., Якушев А.И. и др.

В трудах члена корреспондента РАН Буренина А.Н. [34, 35] изложены основные принципы упругопластической деформации деталей, а также изучены

вопросы изменения натягов при динамике частоты вращения и температуры, что может послужить в качестве базы для формирования методики расчета наибольшего натяга.

В заявленной области исследования ведутся во всем мире, однако исследований аналогичных представленным в данной диссертации, на данный момент в научной литературе не описано.

Можно выделить несколько научных групп, занимающихся изучением проблем совершенствования расчетов норм точности с позиций обеспечения долговечности соединений, наиболее близких к данному исследованию:

Группа под руководством профессора Liu, Zhiming (China) [10] изучает влияние на соединения с натягом усталостных напряжений при фриттинг-процессах в осях высокоскоростных поездов, и проводятся испытания на фреттинг-повреждение посадок с натягом осей под действием вращающихся и изгибающих нагрузок.

В области экспериментальных исследований, изучением переменных вибраций со смещением центра дисбаланса и скорости колебаний на надежность посадки с натягом занимается группа под руководством Wang, Dong (China) [17, 18].

В Индии группа под руководством Verma, Rajeev занимается изучением величин натягов при формировании посадок тонкостенных колец с целью восстановления геометрии гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания.

Наибольший вклад в развитие теории точности и надежности машин в России внесли ученые из Института проблем машиноведения РАН (В.П. Булатов, И.Г. Фридлендер, А.П. Баталов и др.).

Цель исследования. Обеспечение норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники методами функциональной взаимозаменяемости.

Задачи исследования. Для обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной

техники методами функциональной взаимозаменяемости необходимо решить следующие задачи:

выявить основные виды и причины возникновения дефектов в приводах муфт со шпоночными соединениями. Обосновать необходимость совершенствования методик нормирования точностных характеристик данного типа соединений;

разработать теоретические основы расчета предельных натягов в соединении приводов муфт с валами;

разработать методику расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

провести апробацию теоретических исследований по обеспечению норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

оценить экономический эффект от обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками и разработать рекомендации к производству.

Объектом исследования являются унифицированные цилиндрические соединения приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники.

Предметом исследования являются методы функциональной взаимозаменяемости, применительно к расчету и выбору посадок цилиндрические соединения приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники

Научная новизна. Существенно дополнена и адаптирована для расчетов цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками классическая методика расчета и выбора посадок с натягом, с учетом нормированного вращающего момента и ширины пазов под шпонку в материалах отверстия муфты и вала.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость заключается в получении зависимости для расчётов наибольшего и наименьшего функциональных натягов в цилиндрическом соединении приводов, имеющих муфты со шпонками. Прикладная значимость заключается в использовании методики расчета предельных натягов для обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками при ремонте сельскохозяйственной техники.

Результаты научного исследования могут быть использованы на ремонтных предприятиях, осуществляющих техническое обслуживание и ремонт отечественных машин и оборудования. Внедрение результатов научного исследования позволит существенно повысить надежность и долговечность приводов сельскохозяйственных машин.

Методология и методы исследования. Выполнение теоретических и практических исследований предусматривало использование теории сопротивления материалов, в частности третьей и четвертой теории прочности, расчетов нагружения элементов деталей машин, теории вероятностей, статистических методов обработки информации, применялись методы математического моделирования. Использовалась современная методика выбора средств измерений линейных размеров. Эмпирической базой исследования стали официальные данные завода Моссельмаш.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчета и выбора посадок соединений приводов муфт со шпонками в сельхозмашинах, включающая в себя:

- методику расчета наименьшего и наибольшего функциональных натягов;
- методику наименьшего и наибольшего технологических натягов.

2. Методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Степень достоверности и апробация результатов работы.

положения диссертационной работы доложены на международных конференциях:

– на национальной научно-практической конференции с международным участием, посвященной 80-летию Ульяновского государственного аграрного университета имени П.А. Столыпина «Наука в современных условиях: от идеи до внедрения» (г. Ульяновск, 2022 г.).

– на IV Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении» (г. Тула, ТГУ, 2023 г.);

– на международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Реинжиниринг и цифровая трансформация эксплуатации транспортно-технологических машин и робото-технических комплексов»(г. Москва, РГАУ-МСХА, 2023 г.);

–на V Международной научной конференции «Модернизация, инновации, прогресс» (г. Красноярск, 2023);

– на научно-практической конференции «Чтения академика В.Н. Болтинского» (г. Москва, РГАУ-МСХА, 2023 г.);

По материалам диссертации опубликовано 14 научных работ, в том числе 2 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, 2 статьи в изданиях, индексируемых в международных цитатно-аналитических базах данных.

Структура и объём работы. Диссертация включает введение, пять глав, заключение, список используемых источников информации из 158 наименований, и приложений на 4 страницах. Объем диссертации – 128 страниц, поясняется 31 таблицами и 30 рисунками.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Общая методика исследования способов обеспечения надежности посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками

Формирование методики исследования направлено на определение приемов, способов исследования, порядка их применения и интерпретации полученных результатов. Общая методика исследования надежности посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками (рис.1.1) предусматривает изучение современного состояния проблемы, постановку цели и задач исследования, разработку теоретической модели и экспериментальные исследования, оценку экономической эффективности от увеличения срока службы рассматриваемых соединений.

Для изучения современного состояния вопросов, связанных с обеспечением надежности посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками необходимо провести следующие исследовательские мероприятия:

анализ муфт, применяемых в сельскохозяйственной, которые наиболее часто используются в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками;

анализ нормативных и конструкторских документов, установление требований к нормам точности и размерного анализа приводов муфт со шпонками, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства;

анализ методов расчета норм прочности цилиндрических соединений со шпонкой в муфтах, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства;

выявить и проанализировать основные дефекты приводов со шпонками, возникающие на стадии эксплуатации машин и оборудования в сельском хозяйстве. Установить факторы, влияющие на возникновение этих дефектов.

провести анализ способов восстановления и технологии ремонта цилиндрических соединений со шпонкой.

Теоретическое исследование направлено на обеспечение функциональной взаимозаменяемости посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками, а именно на:

разработку методики расчета наименьшего технологического натяга для соединений муфт с валами;

разработку методики расчета наибольшего технологического натяга для соединений муфт с валами;

разработку методики корректировки технологических натягов;

выбор посадки муфты на вал в системе вала и в системе отверстия;

разработку методики расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Для проведения экспериментальных исследований необходимо:

разработать методику проведения контроля и дефектации с целью оценки параметров рассеяния действительных размеров сопрягаемых деталей и действительных натягов в соединении муфт с валами;

выбрать средства измерений максимально возможной точности для измерений диаметров концов валов, внутреннего диаметра отверстия полумуфты, ширины паза на валу и во внутреннем диаметре полумуфты;

спроектировать комплексные калибры для контроля новых шпоночных соединений;

разработать компьютерные программы для расчета наибольшего и наименьшего функционального натяга для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Апробация теоретических исследований по обеспечению точности посадки в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками включает в себя:

анализ точности изготовления поверхностей концов валов, отверстий муфт, ширины и пазов шпонки;

апробацию методики расчета натягов и выбора посадок для соединения муфт с валами;

апробацию методики расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

проведение расчета температуры нагрева муфты для выбранных посадок (сборка соединений методом нагрева втулки)

Оценка экономического эффекта осуществляется согласно принятым стандартным методикам, а также с помощью методов, разработанных в данной исследовательской работе.

Завершающим этапом диссертационной работы является разработка научно обоснованных рекомендаций по обеспечению надежности посадки в цилиндрических поверхностях приводов со шпонками.

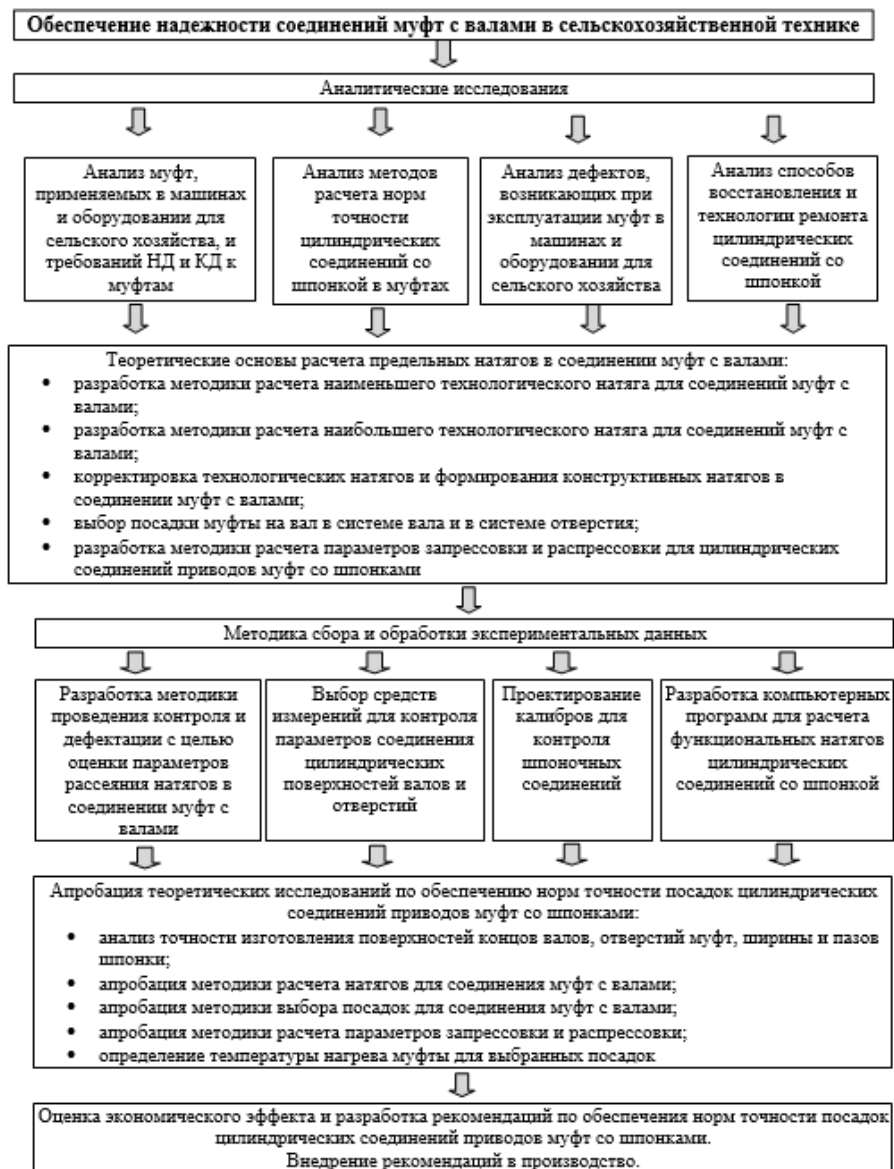


Рисунок 1.1 – Структурная схема исследований

1.2 Анализ муфт, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства

В приводах сельхозтехники для соединения двух валов, передающих крутящий момент, широко используются различные типы муфт: упругие (гибкие, эластичные) и жёсткие [59, 66, 106, 133]. Соединение валов с втулками осуществляется с помощью штифтов, шпонок и шлицев [109, 145]. На рис. 1.1. показаны втулочные муфты с штифтами, сегментными шпонками и шлицами.

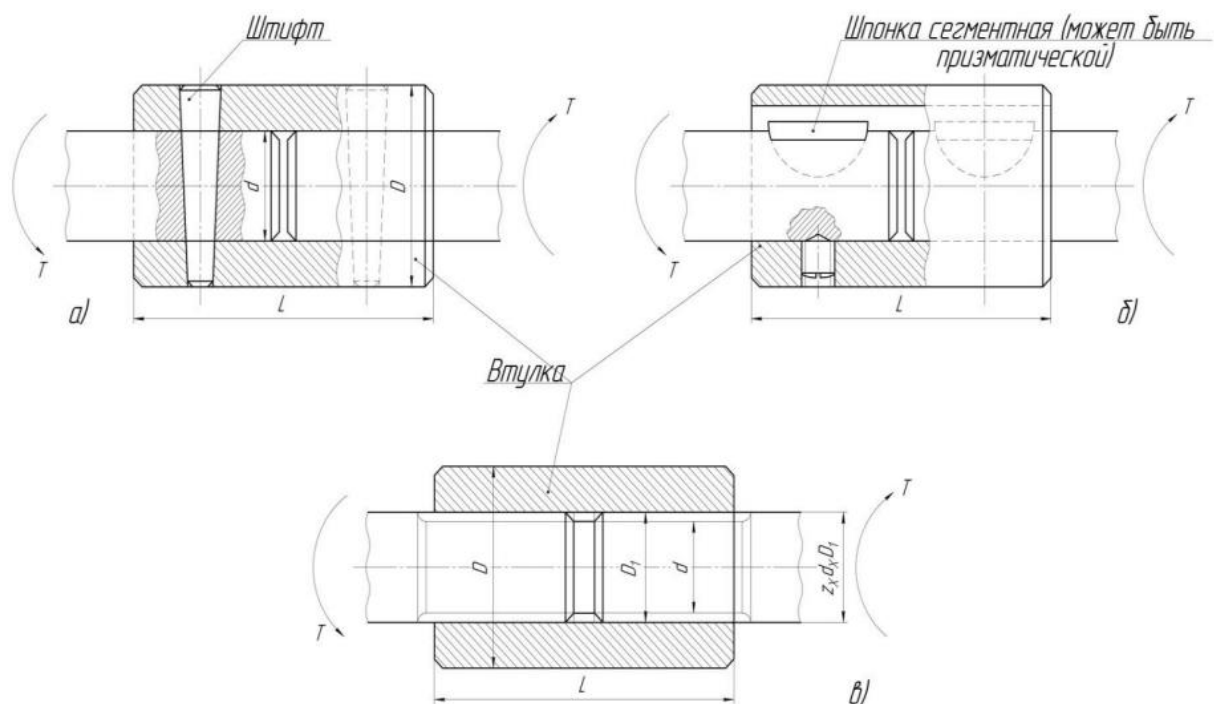


Рисунок 1.1 – Муфты глухие (жесткие) втулочные:

а) – штифтовая, б) – шпоночная, в) – шлицевая

Анализ технической документации различных машин и оборудования [121, 122, 133], используемых в сельском хозяйстве показал, что в цилиндрических поверхностях приводов муфт со шпонками наиболее часто используются упруго-втулочные пальцевые муфты (рис. 1.2) и цепные муфты (рис. 1.4).

Упруго-втулочные пальцевые муфты (МУВП) изготавливают, как правило, из чугуна СЧ 40, стали 30 или литья 35Л. [112] Пальцы полумуфт изготавливают

из стали с механическими свойствами не хуже марки 45; распорные втулки – из стали марки Ст3; упругие втулки – из резины (предел прочности не менее 8 МПа) [51].

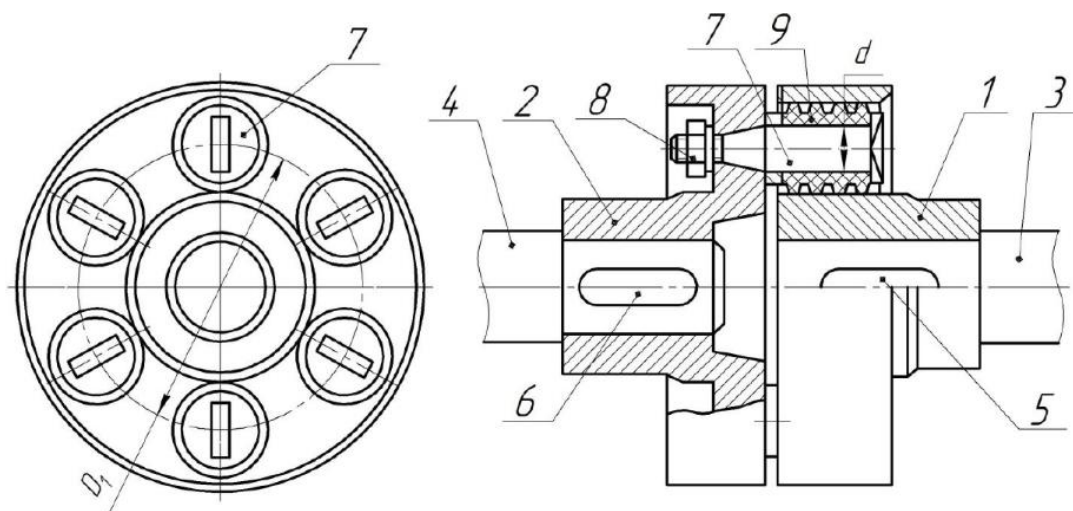


Рисунок 1.2 – Упруго-втулочная пальцевая муфта (1 и 2 – полумуфты, 3 и 4 – концы валов, 5 и 6 – шпонки, 7 – стальные пальцы, 8 – гайки, 9 – упругие резиновые втулки)

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) находят широкое применение в сельскохозяйственных машинах, особенно для соединения электродвигателей с исполнительными механизмами (машинами) при $d < 150$ мм. Передача крутящего момента происходит от двигателя к редуктору и от редуктора к машине. Упругая втулочно-пальцевая муфта широко применяется в различных приводах машин и оборудования, так как обладает хорошей эластичностью, высокой демпфирующей и электроизоляционной способностью и проста в изготовлении [9, 17, 57, 112].

Следует отметить, что МУВП обладают низкими компенсационными способностями, в связи с этим быстро изнашиваются даже при небольших смещениях валов. Однако применение таких муфт очень распространено, так как они легко изготавливаются и заменяются.

МУВП применяют в приводах водокольцевых вакуумных насосах (ВВН). Использование МУВП обеспечивает погашения вибраций и продления ресурса

подшипников и соединения насоса и приводного двигателя, которые установлены на общей фундаментальной раме (рис.1.3).



Рисунок 1.3 – Водокольцевой вакуумный насос в сборе с электродвигателем

Насосы ВВН используются для отсасывания воздуха, различных газов (кроме агрессивных) и смесей пара и газа, освобожденных от влаги в капельной форме. Они работают на воде или другой жидкости – например, машинном масле [113].

Насосы ВВН эксплуатируются в самых разных областях деятельности [25, 79, 149]:

- в сельском хозяйстве они обеспечивают работу доильных аппаратов;
- на табачных производствах с их помощью сушат табак;
- на предприятиях пищевой промышленности эти насосы применяются для дегазации растительных масел.

Помимо перечисленных областей, насосы ВВН эксплуатируются в целлюлозно-бумажной, химической, газовой, нефтяной и других отраслях [36].

Цепная муфта (рис. 1.4) представляет собой две смонтированные на соединяемых валах одинаковые звездочки, связанные цепью. Наибольшее распространение получили муфты с однорядной и двухрядной роликовой цепью.

Конструкция муфты проста благодаря малым габаритам. При монтаже и демонтаже муфт не требуется осевое смещение валов [50].

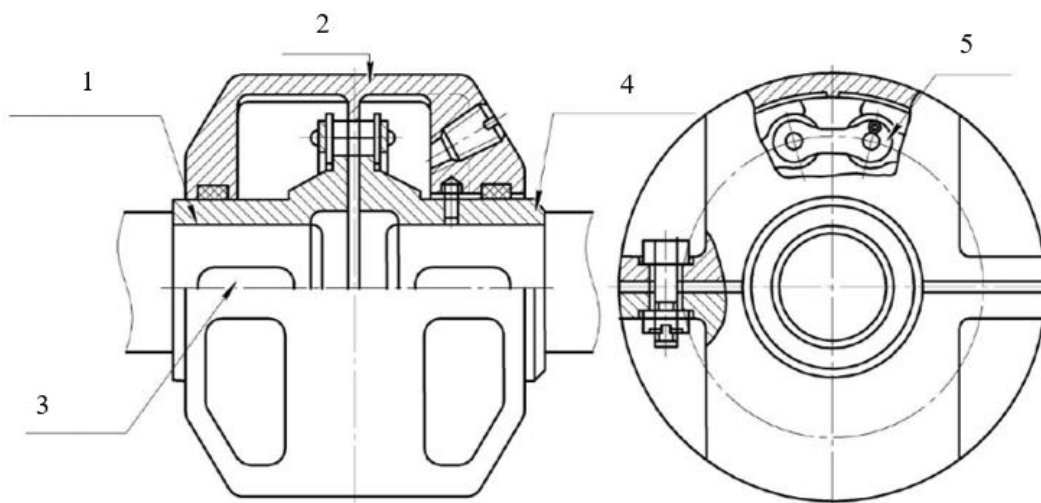


Рисунок 1.4 – Цепная муфта (1 – полумуфта левая; 2 – кожух; 3 – шпонка; 4 – правая полумуфта; 5 – цепь)

Цепные полумуфты изготавливают из стали 45 и 45Л и имеют форму звездочек с одинаковым числом зубьев [50].

Цепные муфты являются стандартным элементом в сельскохозяйственной технике и ежегодно выпускаются около 1,5 млн. штук, а срок службы составляет 20-40 % от ресурса машины в целом [82, 132, 133, 134]. Преимуществом использования цепных муфт является допускаемое радиальное смещение до 1,2 мм. При этом вращающий момент может достигать 1000 Н, а частота вращения 10 с^{-1} . Достоинствами таких муфт являются простота конструкции, небольшие габариты, при разборке и сборке не требуется осевого смещения узлов, а также из-за наличия значительных зазоров их можно применять в реверсивных приводах [13, 77, 135, 136, 137, 144, 148].

В таблице 1.1 представлены результаты анализа применимости цепных полумуфт с посадкой на шпонке в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01.

Таблица 1.1 – Анализ применяемости цепных полумуфт с посадкой на шпонке в картофелеуборочном комбайн КПК-2-01 [114]

Деталь	Кол-во
Вал привода левый:	
Цепная полумуфта $Z=14, t=25, d=38$	1
Шпонка 12×8×50	1
Редуктор Н.090.20.000-121:	
Цепная полумуфта $Z=15, t=25, d=30$	1
Шпонка 8×7×50	1
Редуктор (Н.090.20.000-126) левого шнека:	
Цепная полумуфта $Z=12, t=25, d=30$	1
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=30$	1
Шпонка 8×7×50	2
Вал привода средний:	
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=35$	2
Шпонка 8×7×40	2
Вал привода правый:	
Цепная полумуфта $Z=14, t=25, d=38$	1
Шпонка 10×8×50	1
Редуктор (конический одноступенчатый Н.090.20.000) правого шнека дисков (2 шт.):	
Цепная полумуфта со стопорной гайкой $Z=13, t=25, d=30$	4
Шпонка 10×8×50	4
Цепная полумуфта $Z=10, t=25, d=30$	2
Шпонка 8×7×50	2
Редуктор (Н.094.44.000) центральный:	
Цепная полумуфта $Z=14, t=25, d=50$	2
Шпонка 14×9×70	2
Вал с муфтой боковой:	
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=35$	1
Шпонка 10×8×36	1
Контрпривод:	
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=30$	1
Шпонка 120×8×60	1
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=35$	1
Шпонка 8×7×36	1
Вал привода боковой:	
Цепная полумуфта $Z=13, t=25, d=35$	2
Шпонка 10×8×40	2

Из табл.1.1 видно, что в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01 установлено 20 цепных полумуфт с посадкой на шпонке (выполненной по ГОСТ 23360-78) [52].

К недостаткам цепных муфт следует отнести: наличие мертвого хода; – угловых зазоров; при динамических нагрузках не выполняют заданные функции.

Кроме того, МУВП и цепные муфты широко используют в приводах ленточных конвейеров [81, 142], которые состоят из электродвигателей, соединенных с муфтой с цилиндрическим редуктором. Кинематическая схема ленточного конвейера показана на рис 1.5.

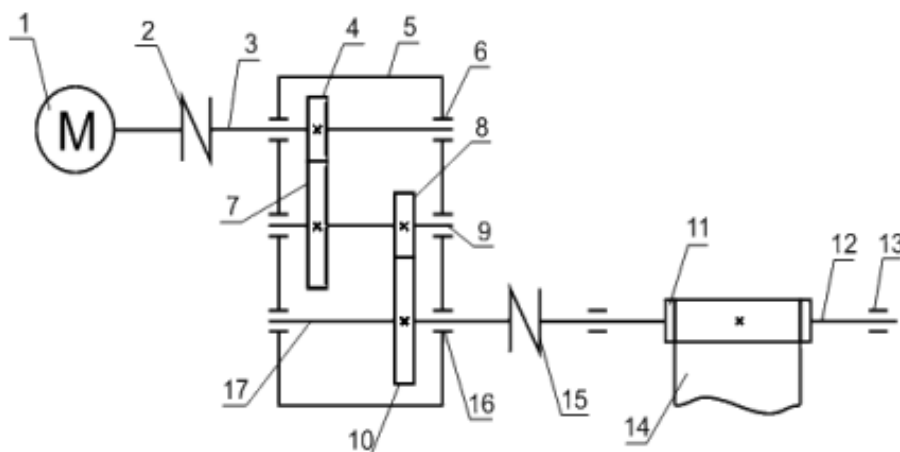


Рисунок 1.5 – Кинематическая схема ленточного конвейера (1 – электродвигатель; 2,15 – муфты (МУВП, цепная); 3 – быстроходный (ведущий) вал; 4,7 – 1-ая зубчатая ступень; 5 – корпус; 6,9,16 – подшипниковые узлы; 8,10 – 2-ая зубчатая ступень; 11 – приводной барабан; 12 – вал; 13 – подшипниковый узел; 14 – конвейерная лента; 17 – тихоходный (ведомый) вал)

Параметры основных видов муфт, используемых в сельскохозяйственных машинах и оборудовании представлены в табл.1.2 [50, 51].

Таблица 1.2 – Параметры муфт, применяемые в сельскохозяйственных машинах

Вид муфты	Нормативный документ	Номинальный диаметр вала (мм)	Крутящий момент (Н·м)	Смещение		
				Радиальное (мм)	Угловое (град)	Осевое (мм)
Втулочно-пальцевые	ГОСТ 21424-93	9...160	6,3...1600 0	0,2...0,4	1	1...2
Цепная	ГОСТ 20742-93	20...180	63...1600 0	0,16...1,2	1...2	-

Как видно из табл. 1.2. применение цепных муфт имеет существенные преимущества: допускаемое радиальное смещение до 1,2 мм; простота конструкции; небольшие габариты; при сборке/разборке не требуется осевое смещение узлов; возможно применение в реверсивных приводах из-за наличия значительных зазоров [21].

Из представленного анализа установлено, что в приводах машин и оборудования для сельского хозяйства широко используются муфты, имеющие цилиндрическое соединение со шпонкой. Наиболее часто среди данного типа муфт в сельхозмашинах и оборудовании устанавливают цепные и упруго-втулочные пальцевые муфты.

1.3 Анализ требований нормативных документов к муфтам, имеющим цилиндрическое соединение со шпонкой

Муфты, имеющие цилиндрическое соединение со шпонкой в зависимости от типа изготавливают в соответствии с требованиями стандартов:

МУВП изготавливают в соответствии с требованиями ГОСТ 21424-93 «Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры» [51];

Цепные муфты изготавливают в соответствии с требованиями ГОСТ 20742-93 «Цепные муфты. Параметры и размеры» [50].

Концы валов, с которые соединяет муфта изготавливаю в соответствии требованиями ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические основные размеры, допускаемые крутящие моменты» [48].

Размеры шпоночных пазов и их предельные отклонения установлены в ГОСТ 23360-78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки» [52] и ГОСТ 10748-79 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки» [47].

С целью установления характера рекомендуемых посадок в соединениях МУВП и цепных муфт, проведем анализ требований указанных стандартов.

В стандарте ГОСТ 21424-93 [51] на изготовление упруго-втулочных пальцевых муфт нормировано основное отклонение в системе отверстия с точность по 8 квалитету ($H8$), для цепных муфт с цилиндрическим отверстием в ГОСТ 20742-93 [50] установлено основное отклонение в системе отверстия по квалитету 7 квалитету ($H7$). При этом следует отметить, что квалитет и для цепных, и для упруго-втулочных пальцевых муфт установлен единый не зависимо от номинального крутящего момента, передаваемого через муфту.

В стандарте на основные размеры концов валов ГОСТ 12080-66 [48] указано, что классы допусков можно выбирать из следующего ряда в зависимости от диаметра вала:

- до 5,8 мм – класс допуска не нормируется;
- свыше 5,8 мм до 30 мм – $j6$;
- свыше 30 мм до 50 мм – $k6$;
- свыше 50 до 630 – $m6$.

Допускается принимать классы допусков диаметров валов до 30 мм – $k6$, а выше 120 мм – $r6$, а для вращающихся электрических машин возможно применение классов допусков диаметров валов от 6 мм – $h6$, $k6$, $r6$, $u7$, $f9$.

Проведем анализ рекомендуемых посадок упруго-втулочных пальцевых муфт на примере диаметра 50мм, который широко используется в приводах машин. На рис. 1.6 представлена схема расположения классов допусков в соединении вал – отверстие упруго-втулочной пальцевой полумуфты в соответствии с рекомендациями нормативных документов.

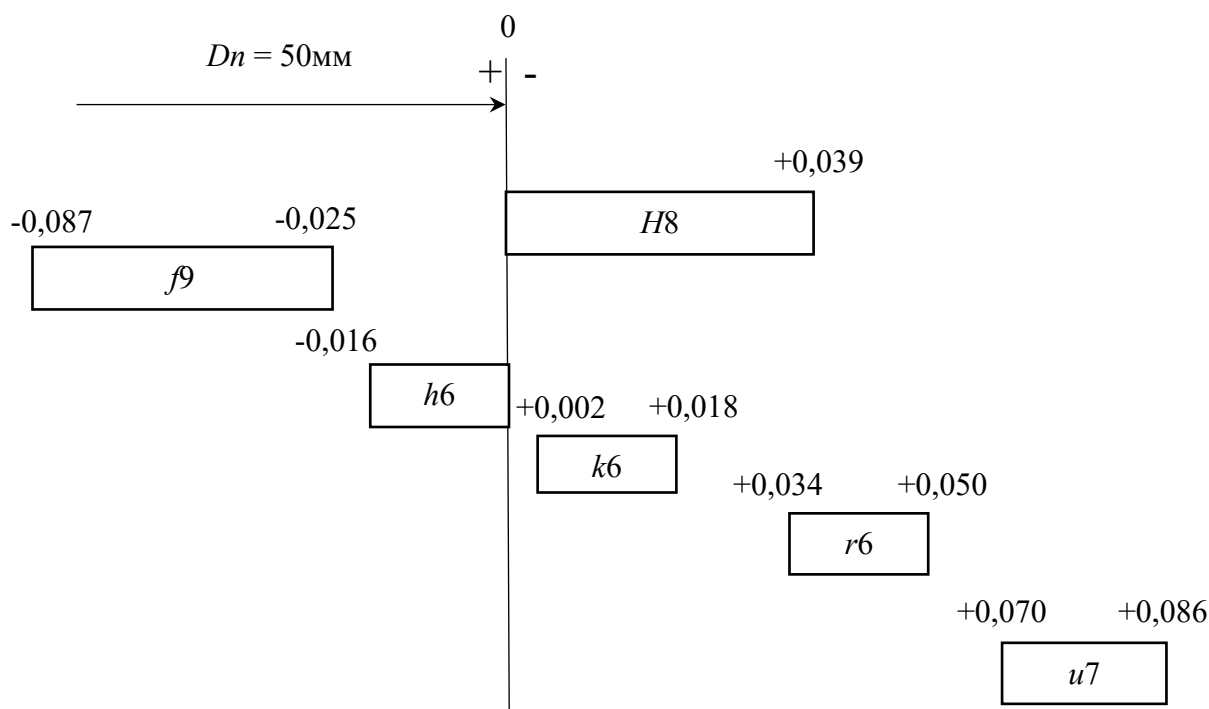


Рисунок 1.6 – Схема расположения классов допусков в соединении вал – отверстие упруго-втулочной пальцевой полумуфты в соответствии с рекомендациями нормативных документов

Единая система допусков и посадок рекомендует назначать квалитеты для соединений равными или отличающимися на один. Как видно из рис. 1.6, в рекомендуемых классах допусков нарушены эти требования. Для нашего случая, если отверстие упруго-втулочной пальцевой полумуфты, в соответствии с ГОСТ 21424-93 [51] должно изготавливаться с квалитетом 8, то вал не должен быть изготовлен по 6 квалитету. Из представленных посадок на рис. 1.6 с гарантированным натягом будет только соединение с посадкой $H8/u7$. Посадки $H8/k6$ и $H8/r6$ являются переходными, а посадки $H8/h6$, $H8/f9$ – это посадки с зазором.

Анализ рекомендуемых посадок для цепных муфт проведем на примере диаметра 30 мм, т.к. в большинстве случаев цепные полумуфты с посадочным диаметром 30 мм установлены в КПК-2-01 [43]. На рис. 1.7 представлена схема

расположения классов допусков в соединении вал – отверстие цепной полумуфты в соответствии с рекомендациями нормативных документов.

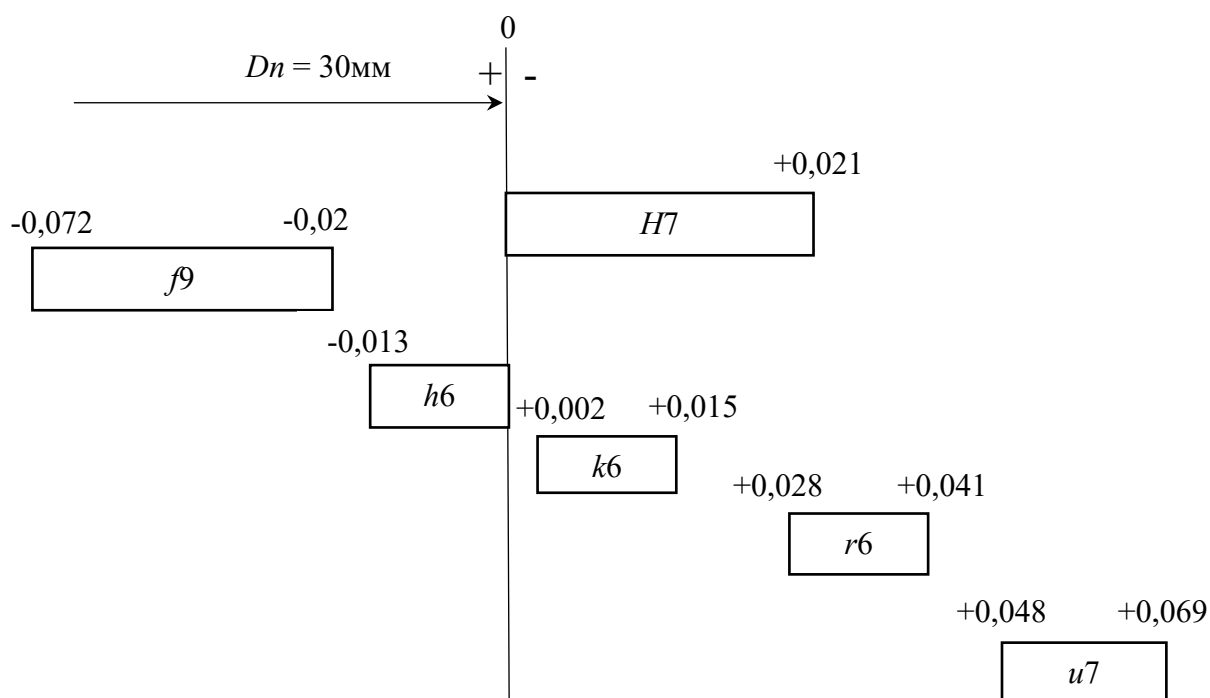


Рисунок 1.7 – Схема расположения классов допусков в соединении вал – отверстие цепной полумуфты в соответствии с рекомендациями нормативных документов

Как видно из рис. 1.7, для цепных муфт, также, как и для упруго-втулочных пальцевых муфт, среди рекомендуемых посадок есть переходные посадки – $H7/k6$ и $H7/r6$ и посадки с зазором – $H7/h6$, $H7/f9$ – это посадки с зазором. И только одна из рекомендуемых посадок – $H7/u7$ дает гарантированный натяг в соединении вала с цепной муфтой.

Анализ информации с сайтов заводов-изготовителей цепных муфт [77, 112] показал, что отверстия цепных муфт изготавливают по классу допуска $H8$ и грубее. Это связано с тем, что, с одной стороны, соблюдения норм точности, установленных стандартами, является не обязательным, а изменение поля допуска $H7$ на $H8$ не влияет на безопасность изделия [20]. С другой стороны, завод, как правило изготавливает разные типы муфт, а наиболее распространены УВПМ у которых класс допуска $H8$, поэтому, чтобы не менять технологию изготовления и

использовать типовой технологический процесс заводом-изготовителем наиболее рационально изготавливать отверстия муфт одного класса точности. С позиции обеспечения точности сборки и дальнейшей долговечности соединения, использование класса допуска $H8$ вместо $H7$ не оказывает влияние на характер формируемых посадок в данном соединении.

Таким образом, из анализа требований нормативных документов к муфтам, имеющим цилиндрическое соединение со шпонкой, установлено, что большинство из рекомендованных посадок не будут обеспечивать заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей. Кроме того, для использования рекомендованных посадок с натягом (для МУВП – $H8/u7$ и цепной муфты – $H7/u7$) необходимо провести предварительные расчеты величин натягов по условиям прочности и передачи нагрузки (вращающего момента).

1.4 Анализ дефектов, возникающих при эксплуатации муфт в машинах и оборудовании для сельского хозяйства

Отечественная техника для сельского хозяйства, по сравнению с зарубежными аналогами, не отличается высоким уровнем надежности [26, 70, 78, 84], хотя по таким показателям как простота конструкции, стоимость запасных частей и технического обслуживания она, как правило, превосходит многие зарубежные модели. Наиболее часто выходят из строя и нуждаются в замене такие сборочные единицы и детали сельскохозяйственной техники, как подшипники качения [2, 3, 4], уплотнения [5, 6], шкивы, звездочки, цепные и ременные передачи [8], а также муфты [9, 7, 76]. Надежность этих сборочных единиц зависит от различных факторов, которые реализуются в зависимости от стадии жизненного цикла [11]. На стадии проектирования закладываются рациональные параметры прочности и точности будущего изделия [11, 12]. На стадии производства точность технологического оборудования и последовательность выполнения

технологических операций определяет качество изготовления деталей и их последующей сборки [12, 14, 70, 105]. На стадии эксплуатации на надежность влияют такие факторы как нагрузка, температура, запыленность, регулярность технического обслуживания и т.д [15, 16, 17, 19, 97, 119, 147, 150].

1.4.1 Анализ дефектов шпонок и шпоночных пазов в соединении приводов муфт

В период эксплуатации, в зависимости от влияния различных факторов в шпоночном соединении муфт с валами возникают различные виды изнашивания (рис 1.8) [110, 120].

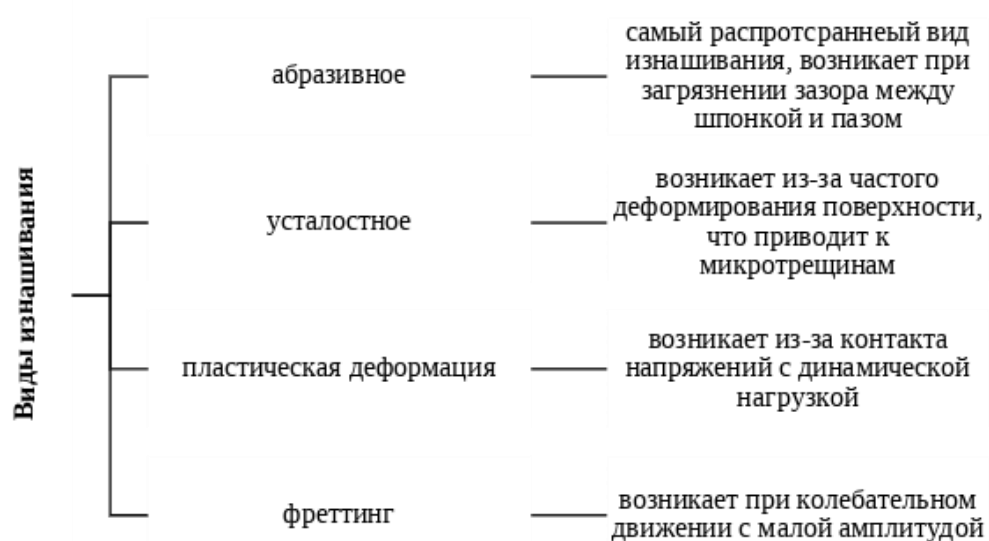


Рисунок 1.8 – Виды изнашивания шпоночных соединений

Абразивное изнашивание возникает в результате деформирующего, режущего или царапающего действия твердых частиц, чаще всего минерального происхождения. Механизм этого вида изнашивания заключается в удалении материала с изнашиваемой поверхности в виде [42]:

- очень мелкой стружки;

- фрагментов разрушенного материала, предварительно выдавленного абразивной частицей по сторонам пластически деформированной зоны;
- более или менее дисперсных кусочков, хрупко отделяющихся при одно- или многократном воздействии абразива.

Чтобы защитить шпоночное соединение от абразивного износа необходимо прибегнуть к использованию различных фильтров, уплотнителей и др. [22].

Усталостное изнашивание может происходить как при трении качения, так и при трении скольжения, когда поверхностный слой подвергается циклическому действию локализованных напряжений, возбуждающих усталостный процесс разрушения материала [27]. Этот процесс характеризуется постепенным накоплением субмикроскопических повреждений материала, суммированием разрывов сплошности и формированием трещин, отсекающих небольшие объемы поверхностного слоя (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 – Шпоночный паз вала с дефектами:

а – трещина в шпоночном пазе; б – смятие шпоночного паза

Чтобы избежать усталостного изнашивания необходимо снизить контактное давление между поверхностями, которые соприкасаются друг с другом [151].

Увеличение энергии деформационного воздействия на поверхность детали приводит к переходу от упругой деформации к пластической [24]. Формирование минимальных остаточных деформаций начинается при достижении в металле поверхностного слоя предела текучести.

Увеличение степени нагружения некоторого объема металла поверхностного слоя выше предела текучести в момент контакта приводит к формированию пластически деформированных зон. При многократном нагружении эти зоны подвергаются повторной деформации, что усиливает деформирования при растяжении не только в поверхностном слое, но и в глубине металла [2, 34, 35]. По мере возрастания количества циклов их концентрация в деформированном металле увеличивается и одновременно затрудняется выход дефектов кристаллического строения на поверхность изделия [23].

Во избежание пластического деформирования нужно заранее предупредить возникновение деформации путем анализа процесса.

Фреттингом возникает при очень малых повторных относительных перемещениях (например, при продольных вибрациях). Фреттинг наблюдается в разъемных соединениях, которые в процессе эксплуатации должны быть неподвижными и плотно прилегать друг к другу [73].

При фреттинг-коррозии скорость процесса разрушения поверхностного слоя пропорциональна количеству циклов перемещений и резко возрастает с увеличением амплитуды перемещений (рис.1.10). Но с повышением частоты колебаний скорость процесса снижается. Фреттинг-коррозия позволяет сформулировать систему, в которой наблюдается данное изнашивание поверхностей шпоночных соединений: Fe – O – H₂O (железо–кислород–частицы воды) [73].



Рисунок 1.10 – Фреттинг коррозия вала

При увеличении удельного давления площадь, пораженная фреттинг-коррозией, увеличивается. Однако процесс разрушения поверхностного слоя прекращается в случае устранения осциллирующих движений на участках контакта (в частности, путем увеличения удельного давления до уровня, при котором относительное перемещение поверхностей прекращается) [18].

Чтобы избежать фреттинга, можно применить эффект безызносности, т.е. подобрать смазочный материал, чтобы снизить трение между соприкасающимися поверхностями [28].

В том случае, когда в соединении муфты с валом используют переходную посадку или посадку с зазором, шпоночное соединение муфты с валом является самым нагруженным, так как именно шпонка передает вращающий момент, что и было показано в п. 1.3. Поэтому выход привода муфт чаще всего происходит из-за дефектов в шпоночном соединении. Дефекты шпонок и шпоночных пазов в соединении приводов муфт можно разделить на несколько групп (рис. 1.11) [34, 120].



Рисунок 1.11 – Дефекты шпоночных соединений

Из рассматриваемых дефектов, некоторые, такие как повреждение контактирующей поверхности шпонки, срез и деформация шпонки, а также срез паза в полумуфте подлежат исправлению (замена шпонки или полумуфты) и при этом не несут серьезных материальных или временных затрат. Но в случаях, когда происходит срез шпоночного паза на валу (рис.1.9), особенно, если это вал электродвигателя, простой оборудования и затраты на устранения данного дефекта будут значительными, так в этом случае необходимо разбирать привод, снимать, электродвигатель и редуктор. В различных работах в качестве причин такого рода дефектов указывается влияние вибрации [16] и отклонение от несоосности при установке муфты [5]. Для устранения этих проблем предлагаются различные решения по улучшению конструкции муфт [6].

По нашему мнению, именно эти дефекты обусловлены отсутствием натяга в соединении вала с муфтой, что приводит к перемещениям поверхности отверстия полумуфты относительно вала, увеличению скорости изнашивания и величины зазора в этом соединении. Таким образом, вращающий момент передается только через боковую поверхность шпонки и пазы вала и отверстия. Это приводит к изнашиванию этих поверхностей, смятию пазов и срезу шпонки. Отсутствие гарантированного натяга, при котором возможна передача заданного вращающего момента, обусловлена рекомендациями нормативных документов, рассмотренных в п. 1.3.

1.4.2 Анализ дефектов валов и отверстий в соединении приводов муфт

Несмотря на то, что в соединении приводов валы и полумуфты оказывают, как правило, поддерживающее влияние, так основная нагрузка при передаче вращающего момента приходится на шпонку, они также подвержены тем же видам износа, что и шпоночные соединения. В результате износа, кроме рассмотренных

выше, у валов и отверстий полумуфт возможны различные виды дефектов (табл.1.3) [69, 96].

Таблица 1.3 – Возможные дефекты валов в приводах сельхозмашин

Дефект	Причина	Способы устранения Дефекта
Валы		
Искривление	Неравномерное охлаждение вала, неправильная посадка, большие напряжения	Термический, механический или термомеханический
Изгиб	Некорректное изготовление или монтаж, отклонение технологических и эксплуатационных параметров	Механический
Сломанный вал	Неправильная форма, неверная регулировка, наличие дефектов на стадии проектирования	Зачистка или сверление
Несоосность	Некорректное изготовление или монтаж	Центровка валов
Отверстия полмуфты		
Несоосность	Центры валов не на одной линии или под углом, неправильная установка	Проведение центровки осей
Повреждение	Неправильная установка,	Растачивание отверстий при соблюдении соосности

Различные типы муфт имеют специфические дефекты, в зависимости от особенностей конструкции [64]. В цепных полумуфтах, кроме рассмотренных дефектов, происходят отказы, связанные с износом и поломкой звездочек и цепи [134]. В МУВП – повреждение пальцев и отверстий под втулки и пальцы [128]. При этом износ отверстий у МУВП, как правило, приводит к рывкам при запуске двигателей, а в некоторых случаях и к срезу болтов.

Таким образом, в результате проведенного анализ установлено, что при эксплуатации муфт в машинах и оборудовании для сельского хозяйства возникают различные виды дефектов. Возникновение дефектов обусловлено различными видами износа, конструктивными особенностями муфты, а также нарушением норм точности на стадии проектирования и изготовления.

1.5 Анализ методов расчета норм прочности цилиндрических соединений со шпонкой в муфтах, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства

1.5.1 Анализ методов расчета посадок соединений с натягом

При проектировании различных машин и механизмов наиболее часто используется классическая методика расчёта предельных натягов [7, 38, 94, 95, 153], базирующаяся на теории сопротивления материалов, сущность которой состоит в нижеперечисленных особенностях.

Для деталей среднего диапазона размеров и условий упруго-пластического деформирования при использовании наиболее распространенных хрупких и полухрупких материалов, величина натяга определяется по классической формуле Ламе-Гадолина [115]:

$$N_p = p \cdot d_n \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right), \quad (1.1)$$

где p – давление в соединении, Па; C_d и C_D – коэффициенты Ламе вала и отверстия; E_d и E_D – модули упругости материалов вала и отверстия, Па.

Наименьшее давление, которое определяется из условия отсутствия относительного смещения сопрягаемых поверхностей, когда действует крутящий момент $M_{кр}$ и осевая сила $P_{ос}$, рассчитывается по выражению [93]:

$$P_{\min(l)} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f} \right)^2 + \left(\frac{P_{ос}}{\pi \cdot d_n \cdot l \cdot f} \right)^2}; \quad (1.2)$$

где f – коэффициент трения сопрягаемых поверхностей; l – длина сопряжения, м; d_n – номинальный диаметр, м.

Наибольшее давление определяется из условия отсутствия текучести слабого материала, исходя из третьей теории прочности для толстостенных цилиндров определяется по выражению [93]:

$$p_{\max} = 0,58 \cdot [\sigma_T] \cdot \left[1 - (d_1/d_2)^2 \right], \quad (1.3)$$

где d_1 и d_2 – меньший и больший диаметр либо вала, либо отверстия, мм; $[\sigma_T]$ – предел текучести материала, Па;

При использовании упругих и пластичных материалов расчетное значение допускаемого натяга получается достаточно большое, поэтому его рекомендуется ограничивать условием [93]:

$$N \leq 19 \cdot D \cdot 10^{-3}. \quad (1.4)$$

где N – допустимый натяг, мкм; D – диаметр охватывающей детали, мм.

Иначе будет происходить срез определенного слоя металла, что приведет к дестабилизации контактной поверхности посадки.

Если удельное давление при работе соединения не превысит величины по условию [93]:

$$p_e \leq \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}, \quad (1.5)$$

определение значения натяга в сопряжениях деталей из упругих и пластичных материалов проводят по формуле Ламе (1.1).

Если условие (1.5) не выполняется, то определение значения натяга должно проводиться путем установления взаимосвязи между натягом и контактным давлением. Вопрос решается для асимметричной плоской задачи в полупространстве и упругопластического состояния материалов.

Значение наибольшего давления определяют из условия прочности охватываемой детали в сопряжении.

При соотношении толщины стенки к диаметру $h/D < 0,2$ детали считаются тонкостенными, расчет величины натяга в соединении осуществляется по безмоментной теории оболочек. Для этого случая величина натяга рассчитывается по формуле [93] (1.6), а наибольшее давление – по формуле [93] (1.7):

$$N = \frac{p}{2} \left[\frac{D_1^2}{E_1 h_1} + \frac{D_2^2}{E_2 h_2} \right], \quad (1.6)$$

где D_1 и D_2 – срединные диаметры, м; h_1 и h_2 – толщина каждой оболочки, м;

$$P_{\max} = \frac{2h}{D} \sigma_{\text{доп}}, \quad (1.7)$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ – предельное допускаемое давление, Па.

Профессор Д.Н. Решетов [125] изложил задачу вероятностного расчета, где условие прочности сцепления определяется по выражению:

$$\bar{T}_{\text{сц}} - \bar{T}_{\text{д}} + u_p \cdot S_T = 0, \quad (1.8)$$

где $T_{\text{сц}}$ – средний момент сцепления, Н·м, передаваемый сопряжением; $T_{\text{д}}$ – среднее арифметическое наибольших рабочих моментов в циклах нагружения; u_p – квантиль нормального закона распределения, для вероятности безотказной работы соединения; S_T – среднеквадратическое отклонение разности моментов $T_{\text{сц}} - T_{\text{д}}$.

Вероятностный расчет требует определения характеристик рассеяния параметров, которые оказывают влияние на величину натяга соединения и параметры его прочности. Профессор Д.Н. Решетов предлагает метод ввода коэффициента запаса прочности соединения и с определённым запасом надежности, для уменьшения допуска посадки [125].

Расчетные значения наибольшего и наименьшего натяга должны быть скорректированы с учетом поправок.

Количество влияющих факторов на величину натяга в соединении после сборки достаточно велико, поэтому каждый из них определяется отдельно, а затем происходит их суммирование [30, 126], причем можно выявить степень влияния каждого фактора (поправки) отдельно, как это представлено и систематизировано в работе [158] (табл. 1.4).

Величину компенсации натяга в результате смятия шероховатостей поверхностей деталей в процессе сборки соединения ввел в свое время профессор А.И. Иванов [74], она равна рассчитывается по формуле:

$$N_R = 0,25 \cdot \eta \cdot T_K \cdot K, \quad (1.9)$$

где η – суммарный коэффициент смятия шероховатостей поверхностей отверстия и вала.

Дальнейшее продолжение исследования этой поправки провела Е.Ф. Бежелукова в работе [29]. Было исследовано, что на величину смятия неровностей зависит как от основных параметров деталей, так и от условий формирования сопряжения с натягом. В работе М.Г. Косова были рассмотрены вопросы влияния отклонений формы и шероховатости поверхности на контактную площадь соединения [86].

Установлено, что неровности соединяемых поверхностей вала и отверстия, особенно когда они изготовлены из различных материалов, имеют различное фактическое смятие. Поэтому для расчета поправки на смятие неровностей рекомендуется использовать формулу [93]:

$$N_R = 2 \cdot (k_A \cdot i_A \cdot Ra_A + k_B \cdot i_B \cdot Ra_B), \quad (1.10)$$

где Ra_A , Ra_B – среднее арифметическое отклонение профиля параметров шероховатостей поверхностей отверстия и вала; i_a и i_b – коэффициент перехода от параметра Ra к параметру Rz для отверстия и вала, которые рассчитываются по формуле [93]:

$$\begin{cases} i_A = \frac{Rz_A}{Ra_A} = 10^{0,79 - 1,6m_A - 0,021 \lg Ra_A}; \\ i_B = \frac{Rz_B}{Ra_B} = 10^{0,79 - 1,6m_B - 0,021 \lg Ra_B}. \end{cases} \quad (1.11)$$

где $m = 1,25$ для нерегулярной шероховатости поверхности, $m = 1,15$ для регулярной шероховатости поверхности; k_A и k_B – коэффициенты смятия неровностей у отверстия и вала, которые рассчитываются по формуле [100]:

$$k_A = \frac{\Delta Ra_A}{Ra_A}; \quad k_B = \frac{\Delta Ra_B}{Ra_B}, \quad (1.12)$$

где ΔRa_A и ΔRa_B – разности высот шероховатости поверхностей отверстия и вала у новых деталей и после разборки.

Таблица 1.4 – Выражения для корректирования величин расчетных натягов

Соотношение между коэффициентом линейного расширения материалов деталей	Знак разности температур $t_p - t_n$	Расчетный предельный натяг		Допуск T_N
		N_{max}	N_{min}	
$a_a > a_e$	+	$N_{max\ доп} + N_R + N_p - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_t + N_p + N_c + \frac{N_s}{2}$	$(N_{max\ доп} - N_{min\ расч} - (N_t + N_p + N_s))$
	-	$N_{max\ доп} + N_R + N_t + N_p - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_p + N_c + \frac{N_s}{2}$	
	±	$N_{max\ доп} + N_R + N_p + N_t - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_t + N_c + N_p + \frac{N_s}{2}$	
$a_a < a_e$	+	$N_{max\ доп} + N_R + N_p - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_p + N_c + \frac{N_s}{2}$	
	-	$N_{max\ доп} + N_R + N_p - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_p + N_t + N_c + \frac{N_s}{2}$	
	±	$N_{max\ доп} + N_R + N_p + N_t - \frac{N_s}{2}$	$N_{min\ расч} + N_R + N_p + N_t + N_c + \frac{N_s}{2}$	

Условные обозначения: $N_{max\ доп}$ и $N_{min\ расч}$ – наибольший и наименьший расчетные натяги; N_t – величина компенсации смятия и среза неровностей поверхностей вала и отверстия; N_c – величина компенсации температурной деформации деталей для условий эксплуатации; N_p – пластическая деформация при повторной перепрессовке; N_c – компенсация деформации деталей при наличии центробежной силы; N_s – величина вариации натяга в результате изменения температуры при работе соединения, изменения шероховатостей и формы поверхностей и неоднородности свойств материалов деталей.

От температурного расширения или сжатия деталей в процессе эксплуатации поправка на изменение натяга находится по известной зависимости [100]:

$$N_t = [\alpha_D \cdot (t_D - t) - \alpha_d \cdot (t_d - t)] \cdot d_n, \quad (1.13)$$

где α_d и α_D – физические коэффициенты линейного расширения материала деталей, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_d и t_D – рабочие температуры деталей, $^{\circ}\text{C}$; $t = 20\ ^{\circ}\text{C}$ – нормальная температура.

Поправка для случая уменьшения натяга при быстром вращении соединения определяется от действия центробежных сил и рассчитывается по выражению [100]:

$$N_c = \frac{\rho \cdot \omega^2}{16 \cdot E} d_n \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot (3 + \mu), \quad (1.14)$$

где ρ – плотность материала детали; μ – коэффициент Пуассона.

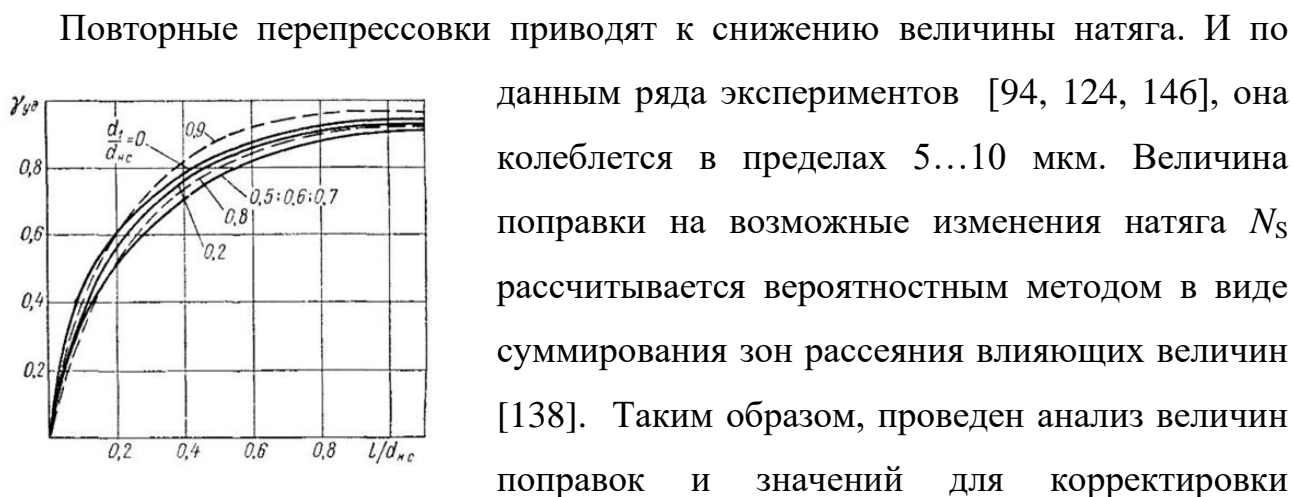


Рисунок 1.11 – Графическое определение коэффициента χ

На практике обычно происходит смятие и образуются трещины у торцов втулки из-за того, что формулы расчетных давлений приводятся для бесконечных длин деталей, а по факту – все детали имеют определённую длину. Для компенсации такого явления, величину наибольшего расчетного натяга умножают [62] на коэффициент ослабления натяга χ , который является функцией от отношения длины сопряжения к диаметру (рис. 1.11).

Исходя из известных величин предельных натягов, в которых учтены все возможные поправки, выбирается посадка так, чтобы удовлетворялись условия [100]:

$$N_{Cmin} \geq N_{Kmin}; \quad (1.15)$$

$$N_{Cmax} \leq N_{Kmax}, \quad (1.16)$$

где N_{Cmin} , N_{Cmax} – предельные натяги в выбранной посадке (стандартные); N_{Kmin} , N_{Kmax} – предельные конструктивные натяги.

Неравенство (1.15) обеспечивает непроворачиваемость соединения, от действующих нагрузок, а неравенство (1.16) служит ограничением прочностных характеристик одного из материалов.

1.5.2 Особенности расчета соединений с натягом по критерию длительной прочности

Величина натяга и прочность сопряжения постоянно изменяется с течением времени работы [103]. Натяг может уменьшаться или увеличиваться в зависимости от условий эксплуатации, изменения свойств материалов сопрягаемых деталей, характеристик их поверхностного слоя, температуры, внешней среды и многих других факторов.

В качестве главного параметра, характеризующего прочность сопряжения с натягом, используется наименьшее усилие для относительного сдвига $P_{сд}$ деталей в соединении [158].

Усилие относительного сдвига деталей в соединении $P_{сд}^T$ характеризует длительную прочность в момент времени T при конкретных условиях работы. Длительная прочность сопряжения с натягом определяется по выражению [93]:

$$P_{сд} = P_{сд}^H \cdot K_{П}, \quad (1.17)$$

где $K_{П}$ – коэффициент длительной прочности.

Значения $K_{П} > 1$ свидетельствуют об увеличении прочности соединения, а, $K_{П} < 1$ – об уменьшении.

Процессы изменения длительно прочности сопряжения с натягом могут быть описаны как экспоненциальными уравнениями, так и линейными выражениями с значимыми коэффициентами корреляции [80, 147].

Коэффициент длительной прочности в общем случае может быть определен по выражению [93]:

$$K_{П} = \exp(-aT)[1 + (1 - \exp(-qT))](1 + m), \quad (1.18)$$

где a , c , q , m – коэффициенты, связанные с геометрическими характеристиками сопряжения с натягом, с физико-механическими свойствами материалов деталей и условия эксплуатации; T – время работы или хранения, ч.

Величины коэффициентов a , c , q и m изменяются в зависимости условий эксплуатации, марок материалов и величин натягов сопрягаемых поверхностей.

1.6 Анализ способов восстановления деталей цилиндрических соединений со шпонкой

В процессе эксплуатации приводов цилиндрических соединений со шпонкой происходит износ в соединениях шпонки с пазами вала и отверстия и износ цилиндрической поверхности вала и отверстия [41]. При ремонте деталей, образующих данное соединение, поверхности валов могут быть восстановлены. В случае обнаружения износа и деформации по рабочим поверхностям, муфты и шпонки должны быть заменены на новые [83].

Существует несколько способов восстановления шпоночных соединений [45, 117, 140, 155, 157]:

- наплавка кромки паза с последующей механической обработкой,
- заварка паза с последующим формированием нового,
- установка шпонок увеличенного размера (или установка ступенчатых шпонок),
- изготовление нового паза под углом $90\text{--}120^\circ$ с заваркой старого паза,
- изготовление нового паза без заварки старого под углом к нему $90, 135$ или 180° .

Данные способы широко применяют в настоящее время, но они всё же обладают рядом недостатков: требуют высокой квалификации персонала, не обеспечивают высокой точности и качества, не всегда являются экономически выгодными [4, 40, 83].

Цилиндрические поверхности валов могут быть восстановлены до номинального размера различными способами, представленными в табл. 1.5.

Таблица 1.5 – Обобщенные характеристики способов восстановления изношенных поверхностей [123]

Характеристика	Условные обозначения способов восстановления										
	НУГ	ВДН	НСФ	ДМ	ГН	ПН	Х	Ж	ЭКЛ	РН	ЭМО
Виды металлов и сплавов по отношению к которым применим способ	Сталь	Сталь	Сталь	Все материалы	Все материалы	Все материалы	Сталь, ковкий и серы чугуны	Сталь, ковкий и серы чугуны	Все материалы	Все материалы	Сталь
Виды поверхностей, по отношению к которым применим данный способ	Наружные цилиндрические, плоские					Наружные и внутренние цилиндрические			Наружные и внутренние цилиндрические, плоские		Наружные цилиндрические
Минимальный наружный диаметр поверхности, мм	15	15	50	30	30	30	5	12	10	10	30
Минимальный внутренний диаметр поверхности, мм	–	–	–	–	–	–	40	40	60	40	–
Минимальная толщина наносимого покрытия, мм	0,5	0,5	1,5	0,3	0,3	0,3	0,05	0,1	0,1	1	0,05
Максимальная толщина наносимого покрытия, мм	3,5	3	5	3	1,5	3	0,3	1,5	1,5	6	0,12
Применимость способа по отношению к деталям, испытывающим знакопеременные нагрузки	Применим	Неприменим	Применим	Неприменим	Неприменим	Применим	Применим	Применим	Применим	Применим	Применим

Примечание. НУГ – наплавка в среде диоксида углерода; ВДН – вибродуговая наплавка; НСФ – наплавка под слоем флюса; ДМ – дуговая металлизация; ГН – газопламенное напыление; ПН – плазменное напыление или наплавка; Х – хромирование электролитическое; Ж – железнение электролитическое; ЭКЛ – электроконтактная приварка металлического слоя; РН – ручная наплавка; ЭМО – электромеханическая обработка.

Наиболее часто из способов, представленных в табл. 1.5. используют наплавки в среде диоксида углерода и под слоем флюса, как наиболее технологичные в плане использования оборудования и простоты исполнения.

Технология ремонта поверхности вала с изношенным шпоночным пазом включают в себя операции [3, 46, 71, 85, 123, 147, 156]:

1. Очистка
2. Дефектовка
3. Заваривание шпоночного паза
4. Механическая обработка
5. Восстановление (НУГ и др.)
6. Механическая обработка
 - 6.1. Черновая обработка
 - 6.2. Чистовая обработка
 - 6.3. Обработка шпоночного паза (фрезерование)
7. Контроль

В связи с тем, что рекомендации ГОСТ [48] на концы валов со шпоночными пазами носят не обязательный характер, а выбор точностных характеристик вала в соответствии с ГОСТ [55] не всегда обеспечивает требуемую долговечность, то при восстановлении цилиндрической поверхности и шпоночного паза на валу можно использовать можно использовать такие посадки, которые будут обеспечивать передачу заданного крутящего момента без проворачивания [15]. Данные посадки будут всегда в системе отверстия, так как цилиндрическая поверхность муфты изготавливается с основным отклонением H и 7-м качеством для цепных муфт, 8-м качеством для МУВП. Требуемые натяги будут сформированы путем выбора основного отклонения вала.

Таким образом, ставится задача – расчета наименьших натягов в соединении, которые обеспечат передачу заданного крутящего момента, а также наибольших натягов, превышение которых приведет к разрушению наиболее слабой детали.

1.7 Выводы, цели и задачи исследования

Обобщение исследований состояния вопроса в области обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками позволяет сделать следующие выводы:

1. В приводах машин и оборудования для сельского хозяйства широко используются муфты, имеющие цилиндрическое соединение со шпонкой. Наиболее часто среди данного типа муфт в сельхозмашинах и оборудовании устанавливают цепные и упруго-втулочные пальцевые муфты.

2. Большинство рекомендованных в ГОСТ посадок не будут обеспечивать заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей. Кроме того, для использования рекомендованных посадок с натягом (для МУВП – $H8/u7$ и цепной муфты – $H7/u7$) необходимо провести предварительные расчеты величин натягов по условиям прочности и передачи нагрузки (вращающего момента).

3. При эксплуатации муфт в машинах и оборудовании для сельского хозяйства возникают различные виды дефектов. Возникновение дефектов обусловлено различными видами износа, конструктивными особенностями муфты, а также нарушением норм точности на стадии проектирования и изготовления. При наличии зазора в соединении полумуфты с валом детали имеют фреттингкоррозию, так как в раскрытых стык поступают частицы пыли и влаги, при этом зазор в соединении увеличивается и как следствие происходит смятие пазов отверстия и вала.

4. Анализ существующих методов расчета посадок соединений с натягом показал, что в существующих расчетах не учитывается ширина паза вала и муфты, которые необходимо вычитать из расчетных значений длины окружности цилиндрического соединения.

На основании изучения состояния проблемы поставлена следующая цель: разработка теоретических основ обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

– выявить основные виды и причины возникновения дефектов в приводах муфт со шпоночными соединениями. Обосновать необходимость совершенствования методик нормирования точностных характеристик данного типа соединений;

– разработать теоретические основы расчета предельных натягов в соединении приводов муфт с валами;

– разработать методику расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

– провести апробацию теоретических исследований по обеспечению норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

– оценить экономический эффект от обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

– разработать рекомендации к производству.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНЫХ НАТЯГОВ В СОЕДИНЕНИИ МУФТ С ВАЛАМИ

2.1 Разработка методики определения расчетных натягов для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами

Главная задача цилиндрического соединения со шпонкой в приводах машин – это передача вращающего момента [98]. Кроме передачи вращения шпонка может выступать своеобразным предохранителем в приводах – при критических нагрузках должна разрушиться она, а не более дорогие детали привода [19]. Для снижения трудоемкости работ по сборки муфт с валами рекомендовано использовать посадки с зазором и переходные посадки. На практике получается, что шпонку изготавливают из чистотянутых стальных прутков углеродистой или легированной стали с пределом прочности не ниже 500 МПа, а материал вала и муфты из по этой величине не дотягивают до шпонки. Валы для сельскохозяйственной техники изготавливают из стали 45 или 40Х, а полумуфты из чугуна СЧ 40, стали 30, стали 40 или литья 35Л [88, 127]. При наличии посадки с зазором и характеристик материала шпонки выше, чем у вала и полумуфты при эксплуатации данного соединения будет сминаться не поверхность шпонки, а поверхности пазов вала и полумуфты (рис. 1.9). Наличие зазоров в посадках шпонки в пазе вала и втулки, а также наличие зазора в цилиндрическом соединении будут приводить к значительным ударным нагрузкам, что снизит ресурс соединения [107, 108]. Отказ произойдет в результате смятия всех трех поверхностей. Если заменить корпус полумуфты дешево и легко, то заменить вала – очень дорого, так как необходимо будет разбирать агрегат (редуктор или электродвигатель) и демонтировать вал из подшипников, устанавливать новый вал и заново собирать агрегат [116]. В большинстве случаев для сельского хозяйства такие потери времени в период сельскохозяйственных работ неприемлемы [26]. В связи с этим необходимо разработать методику расчета и выбора посадок с натягом для

цилиндрических соединений со шпонкой, где шпонка будет работать только в случае значительных перегрузок, а муфта будет предохранителем. Методика должна базироваться на классических постулатах расчета предельных натягах в соединении, но обязательно учитывать конструктивные особенности данного соединения, а именно наличие шпонки [39, 88, 94, 98, 101, 154]. Также необходимо обеспечить возможность разборки соединения в полевых условиях, в случае необходимого ремонта агрегата [60].

В теории сопротивления материалов известна зависимость Ламе – Гадолина [93], с помощью которой определяют натяг в соединении:

$$N_p = p \cdot d_n \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right), \quad (2.1)$$

где p – давление, Па; C_d и C_D – коэффициенты Ламе вала и отверстия; E_d и E_D – модули упругости материала вала и отверстия, Па.

Коэффициенты Ламе вала и втулки [100]:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2} - \mu_d; \quad (2.2)$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2} + \mu_D, \quad (2.3)$$

где d_1 – внутренний диаметр вала, м; d_2 – наружный диаметр втулки, м; μ_d и μ_D – коэффициенты Пуассона материала вала и втулки. Значения модулей упругости и коэффициентов Пуассона:

Данная зависимость будет являться опорной для определения наибольшего $N_{P_{\max}}$ и наименьшего $N_{P_{\min}}$ расчетных натягов в цилиндрических соединениях со шпонкой муфт с валами.

При назначении посадок с натягом по традиционной методике учитываются такие воздействующие на соединение нагрузки, как вращающий момент и осевая

сила [118]. В рассматриваемом случае на соединение действует только вращающий момент T , поэтому минимальное давление, необходимое для передачи заданного момента $p_{\min(T)}$, с учетом геометрии шпоночных пазов, рассчитывается по выражению [100]:

$$p_{\min(M)} = \frac{2 \cdot T}{(\pi \cdot d_n - b) \cdot d_n \cdot l \cdot f}, \quad (2.4)$$

где f – коэффициент трения; d_n – номинальный диаметр соединения, м; l – длина соединения, м; b – ширина шпоночного паза отверстия и вала, м.

Подставим выражение (2.4) в зависимость (2.1) и получим следующую формулу для определения наименьшего $N_{P\min}$ расчетного натяга:

$$N_{P\min} = \frac{2T}{(d_n - b)lf} \left(\frac{c_D}{E_D} + \frac{c_d}{E_d} \right). \quad (2.5)$$

Если хотя бы одна из сопрягаемых деталей (полумуфта или вал) изготовлена из хрупкого материала (например, чугуна или высокоуглеродистой стали), предельно возможные давления рассчитываются по IV теории прочности.

Предельное давление для вала определяется по выражению [93]:

$$p_{d\max} = 0,58[\sigma_T]_d \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_n} \right)^2 \right], \quad (2.6)$$

соответственно предельное давление для отверстия определяется по выражению [93]:

$$p_{D\max} = 0,58[\sigma_T]_D \left[1 - \left(\frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right], \quad (2.7)$$

где $[\sigma_T]_d$ и $[\sigma_T]_D$ – пределы текучести материалов вала и отверстия, Па; d_1 – внутренний диаметр вала, м; d_2 – внешний диаметр отверстия, м.

В случае, когда одна или обе сопрягаемые детали изготовлены из полухрупкого материала [93], наибольшие допустимые давления рассчитываются по теории наибольших нормальных напряжений:

$$p_{d\max} = [\sigma_T]_d \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}; \quad (2.8)$$

$$p_{D\max} = [\sigma_T]_D \frac{1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}{1 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}. \quad (2.9)$$

Из полученных по формулам (2.6) - (2.9) значений давлений выбирают меньшее, в противном случае будет превышение предела текучести слабого материала.

Корпуса муфт упругих втулочно – пальцевых изготавливаются чаще всего из серого чугуна СЧ20, что нормировано ГОСТ 21424-93 [51], но могут изготавливаться из материалов, имеющих лучшие характеристики, что также допускается указанным стандартом. Чугун СЧ20 имеет предел текучести 206 МПа, в то время как любая сталь, применяемая для изготовления валов, начиная от Сталь 45 и выше (по содержанию углерода и качественному составу), поэтому предел текучести вала будет соответственно свыше 353 МПа. В свою очередь, вал, соединяемый с муфтой, обычно имеет небольшое центровое внутреннее отверстие d_1 , а полумуфта всегда имеет наружный размер d_2 . Исходя из этого можно сделать вывод, что меньшие значения давлений будут получаться по формуле (2.7).

Подставим выражение (2.7) в зависимость (2.1) и получим формулы для определения наибольшего $N_{P\max}$ расчетного натяга:

$$N_{P\max} = 0,58[\sigma_T] \left(1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2\right) dn \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right). \quad (2.10)$$

Величины расчетных натягов, полученные по формулам (2.5) и (2.10) необходимо откорректировать с учетом целого ряда поправок, которые возникают из условий сборки и эксплуатации.

2.2 Расчет технологических натягов

Технологические натяги вычисляются по выражениям [100]:

$$N_{Tmax} = N_{Pmax} \gamma_{уд} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_{\omega}; \quad (2.11)$$

$$N_{Tmin} = N_{Pmin} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_r + \Delta N_{\omega}, \quad (2.12)$$

где ΔN_R – поправка на смятие шероховатостей поверхностей сопрягаемых деталей при формировании соединения; ΔN_t – поправка на температурные деформации деталей в процессе эксплуатации; ΔN_r – поправка на уменьшение натяга в соединении при повторной разборке - сборке при ремонте агрегата; ΔN_{ω} – поправка на уменьшение натяга от действия центробежных сил; $\gamma_{уд}$ – коэффициент учета увеличения удельного давления у торца отверстия, определяется по графику [8] в зависимости от отношения l/d_n , в нашем случае $l/d_n = 1,16$ принимаем $\gamma_{уд} = 0,97$.

Если известны параметры шероховатостей поверхностей отверстия и вала, то поправка на смятие рассчитывается по формуле [100]:

$$\Delta N_R = 2 \cdot k_R \cdot (R_{ad} \cdot \eta_d + R_{aD} \cdot \eta_D), \quad (2.12)$$

где R_{aD} , R_{ad} – параметры шероховатости поверхности отверстия полумуфты и вала; k_R – коэффициент перевода от параметра R_a в R_z ; η_D и η_d – коэффициент смятия шероховатостей отверстия полумуфты и вала.

Поправка на температурные деформации деталей определяется по зависимости [100]:

$$\Delta N_t = [\alpha_D \cdot (t_D - t) - \alpha_d \cdot (t_d - t)] \cdot d_n, \quad (2.13)$$

где α_D и α_d – коэффициенты линейного расширения материалов отверстия и вала; t_D и t_d – рабочие температуры отверстия и вала (подставляется поочередно верхнее и нижнее значение диапазона); $t = 20$ °С – температура сборки.

2.3. Выбор посадки

Выбор посадки осуществляется по условиям [102]:

$$N_{C\max} \leq N_{T\max}; \quad (2.14)$$

$$N_{C\min} \geq N_{T\min}, \quad (2.15)$$

где $N_{C\max}$ и $N_{C\min}$ – предельные натяги в стандартной посадке.

Выполнение условия (2.14) гарантирует, что не будет нарушен предел текучести наиболее слабого материала из сопрягаемых материалов.

Выполнение условия (2.15) гарантирует, что заданный вращающий момент будет передаваться через соединение с вала на полумуфту.

2.4 Разработка методики расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками

Формирование неподвижного цилиндрического соединения чаще всего методом запрессовки втулки на вал, в нашем случае, полумуфты на вал [90]. При запрессовке необходимо создать усилие, которое преодолет величину натяга и давления в соединении. Исходя из теории осевого нагружения соединений с натягом, наименьшее давление, которое компенсирует осевую силу определяется по формуле [102]:

$$P_{\min} = \frac{P_{\text{ос}}}{\pi d_n l f}. \quad (2.16)$$

Из формулы (2.16) следует, что усилие запрессовки можно определить по выражению [102]:

$$P_3 = f_3 p_{\max} \pi d_n l, \quad (2.17)$$

где f_3 – коэффициент трения при запрессовке.

В выражении (2.17) в качестве p_{\max} выступает наибольшее давление, которое определяется по критерию отсутствия текучести наиболее слабого материала. Реально посадка выбирается со стандартным натягом, который будет меньше

натяга, соответствующего данному давлению, поэтому усилие запрессовки следует определить с учетом соотношения между стандартным наибольшим натягом и предельным натягом, по формуле:

$$P_3 = f_3 \frac{N_{c \max}}{N_{p \max}} p_{\max} \pi d_n l, \quad (2.18)$$

В ряде случаев, при отказе агрегата возникает необходимость разобрать соединение с натягом. Для этого требуется определить усилие распрессовки, которое будет зависит от многих факторов. Так в работе [75] показано, что при одном и том же натяге, сформированном поверхностями с разными способами обработки (разными шероховатостями) усилия для распрессовки будут различными. Кроме того, если посадка была сформирована методом нагрева втулки, то шероховатости поверхностей вала и втулки вошли друг в друга и создали очень надежное соединение, которое будет распрессовываться с гораздо большими усилиями, чем при соединении методом запрессовки. Еще один важный фактор – метод запрессовки. Если соединение было сформировано методом запрессовки, то это могло происходить со смазкой или без смазки, что также влияет на бедующее усилие распрессовки. Условие эксплуатации, такие как регулярные температурные перепады при работе агрегата, перегрузки, загрязнения и агрессивные среды, а также биения и перекосы оказывают существенное влияние на реальный натяг в соединении и как следствие на необходимое усилие при распрессовки.

С другой стороны, в ряде случаев [158], в процессе эксплуатации прочность соединений с натягом падает, что объясняется влиянием ползучести и релаксации напряжений. Несмотря на это, для рассматриваемых соединений сельхозтехники, когда машины эксплуатируются на открытом воздухе, при наличии пыли, влаги и других загрязнений. Будет наблюдаться коррозия поверхностей деталей, выступающих за границу соединений. В связи с этим, усилие распрессовки будет на 20-30 % больше, чем усилие запрессовки, т.е. $f_p = (1,2 \dots 1,3)$. Учитывая тот факт, что реальное распределение натягов в посадке имеет вероятностную природу, то

при расчёте усилия распрессовки следует учитывать не наибольший стандартный натяг, а наибольший вероятностный натяг, рассчитываемый по формуле [102]:

$$\begin{aligned}
 N_{\text{вmax}} &= N_c + 0,5\sqrt{T_D^2 + T_d^2} \\
 N_{\text{вmax}} &= 0,5(N_{\text{max}} + N_{\text{min}}) + 0,5\sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \\
 &= 0,5\left(N_{\text{max}} + N_{\text{min}} + \sqrt{T_D^2 + T_d^2}\right). \quad (2.19)
 \end{aligned}$$

Таким образом, для расчета усилия распрессовки формула (2.18) примет вид:

$$P_p = f_p \frac{N_{\text{в max}}}{N_{\text{р max}}} p_{\text{max}} \pi d_n l. \quad (2.20)$$

В случае отсутствия гидравлического пресса соединение необходимо разбирать с помощью ручного съёмника, усилия на рукоятки которого определяется по выражению [85]:

$$R = \frac{Q \cdot L}{r_{\text{cp}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi_{\text{np}}) + 0,67 \cdot f \cdot R}, \quad (2.21)$$

где $Q = 100 \dots 150$ Н – наибольшая сила на рукоятке резьбового приспособления; L – плечо приспособления, м; r_{cp} – средний радиус резьбы на приспособлении, м; $\alpha = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ – угол подъема винтовой пары; $\varphi_{\text{np}} \approx 6^\circ 40'$ – приведенный угол трения в резьбе; $f = 0,1 \dots 0,15$ – коэффициент трения на торце приспособления; R – радиус опоры, м.

Учитывая, что во время полевых работ идет интенсивная эксплуатация сельскохозяйственной техники, а простои из-за отказов наносят существенный ущерб, необходимо обеспечить быструю разборку и сборку соединения вала с муфтой в случае отказа деталей агрегата, где установлено данное соединение. Для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях наибольший натяг следует ограничить не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения.

2.5 Выводы

1. Существенно дополнена и адаптирована для расчетов цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками классическая методика расчета и выбора посадок с натягом.

2. Разработана методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками. Предложено при расчете усилия распрессовки учитывать наибольший вероятностный натяг. Для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях предложено наибольший натяг ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения.

3 МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Описание объекта исследований

В качестве объектов исследований выбраны детали соединений валов с цепными муфтами $\varnothing 50H8/h9$, установленных на универсальном редукторе Н 090.40.000 завода Моссельмаш. Элемент рабочего чертежа вала, представлен на рис. 3.1. Параметры исследуемых деталей приведены в табл. 3.1.

Предмет исследований – вероятностные характеристики посадок соединений валов с муфтами $\varnothing 50H8/h9$ и шпонки с пазом вала $\varnothing 14H11/h9$ и с пазом муфты $\varnothing 14D10/h9$.

Таблица 3.1 – Параметры исследуемых деталей

Деталь	Контролируемый параметр	Обозначение размера		Предельные размеры, мм		Допуск размера T , мкм
		символическое, мм	с отклонениями, мм	max	min	
Вал	Наружный диаметр поверхности под муфту	$50h9$	$50_{-0,062}$	50,000	49,938	62
	Ширина паза под шпонку	$14H11$	$14^{+0,11}$	14,110	14,000	110
Муфта	Внутренний диаметр поверхности под вал	$50H8$	$50^{+0,039}$	50,039	50,000	39
	Ширина паза под шпонку	$14D10$	$14^{+0,12}_{+0,05}$	14,12	14,05	70
Шпонка	Ширина	$14h9$	$14_{-0,043}$	14,000	13,957	43

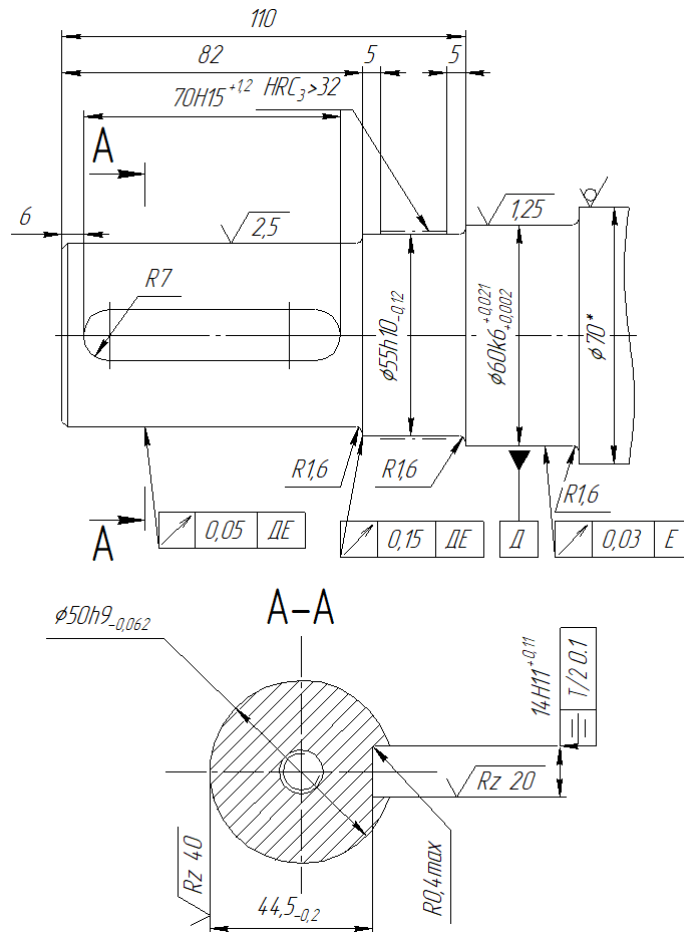
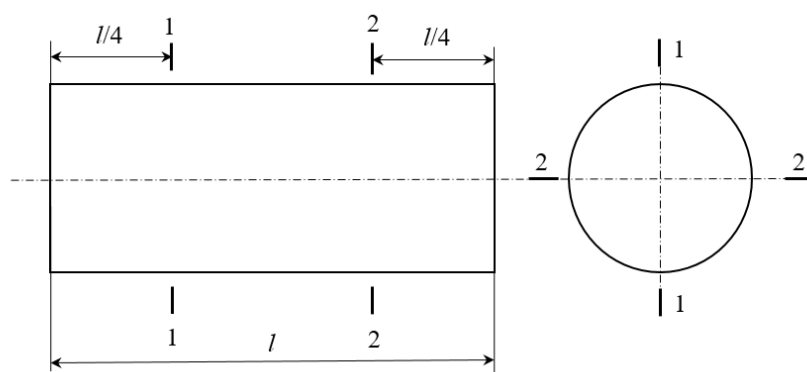


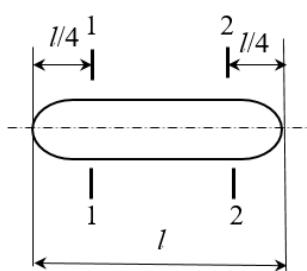
Рисунок 3.1 – Элемент рабочего чертежа вала, изготавливаемого на заводе «Моссельмаш»

3.2 Методика проведения контроля и дефектации с целью оценки параметров рассеяния действительных размеров сопрягаемых деталей и действительных натягов в соединении муфт с валами

Для проведения исследования точности изготовления поверхности валов и отверстий цилиндрического соединения со шпонкой были отобраны 50 деталей каждого типа. Измерения цилиндрических поверхностей отверстий цепных полумуфт и валов проводилось в двух плоскостях и двух сечениях (рис. 3.2а), ширины шпоночного паза в поверхности отверстия и вала в двух сечениях (рис. 3.2б). В качестве действительного размера контролируемого параметра принимаем среднее арифметическое значение.



а



б

Рисунок 3.2 – Схема проведения измерений: а – цилиндрических поверхностей отверстия и вала; б – ширины шпоночного паза в поверхности отверстия и вала, а также самой шпонки

При проведении исследования точности изготовления поверхности валов и отверстий цилиндрического соединения со шпонкой применялись теоретические и экспериментальные методы [115, 141, 61]. Для обработки экспериментальных данных использовались методы теории вероятностей, и математической статистики [99]. Достоверность результатов расчетов гарантирована применением стандартных методик обработки статистических данных и использованием современного программного обеспечения. В работе использовалась методика обоснования объема информации для проведения экспериментальных исследований рабочих элементов машин и оборудования [67].

3.3 Выбор средств измерений для контроля параметров соединения цилиндрических поверхностей валов и отверстий

В теоретических основах машиностроения и ремонта машин уже существуют различные методики по выбору средств измерений [63, 152]. Для области машиностроения существует стандарт и методические рекомендации по выбору средств измерений линейных размеров [56]. Основоположником исследований в области выбора средств измерений при ремонте машин является А.И. Иванов [74]. В своих работах он установил взаимосвязь приемочных границ с пределами допускаемых погрешностей измерений, а также рассмотрел влияние погрешностей измерений при групповой сортировке (селекции). В качестве метода снижения погрешности измерений А.И. Иванов [74] предложил использовать многократные измерения. Такой подход является не совсем верным, снизить инструментальную составляющую погрешности измерения путем многократных измерений нельзя. Кроме этого в своих работах он не рассматривал экономическую составляющую выбора средств измерений.

Широкое применение при выборе линейных средств измерений при ремонте машин получили номограммы [8, 92]. Это очень простой и быстрый способ выбора средств измерения линейных величин, но он не дает возможность уточнить выбор с учетом потерь от погрешности измерений и затрат на измерения, а также приводит к существенным искажениям в выборе.

Определение технико-экономических показателей при использовании измерительных средств и влияния погрешности измерений на эти показатели разработано еще недостаточно. Основная трудность таких расчетов заключается в том, что процесс измерения не сопровождается созданием материальных ценностей.

Общетеоретические основы оптимизации погрешности измерения по технико-экономическим показателям разработаны Н.П. Мифом, который в своей работе [111] рассмотрел особенности математического описания функций потерь и

их распределения при измерениях. При решении задач оптимизации точности технологических измерений используются сведения о суммарных издержках на измерения, включающих в себя затраты на измерения и потери, вызванные ошибками измерений 1-го и 2-го рода (рис. 1). При этом в задачах экономической оптимизации точности измерений необходимо также представление о взаимосвязи затрат на измерения от погрешности измерений либо хотя бы о виде такой зависимости.

Во многих случаях все составляющие единовременных и текущих затрат на измерения, за исключением зарплаты операторов и лаборантов, с ростом точности измерений увеличиваются из-за применения более дорогих средств измерений. Экономически оптимальная точность измерений технологического параметра соответствует минимуму суммы потерь из-за погрешности измерений и затрат на измерения, включая затраты на метрологическое обслуживание средств измерений.

Выбор номенклатуры средств измерения для отверстия и для вала с учетом метрологических характеристик из условия (3.1) ГОСТ 8.051–81 [56].

$$\pm\Delta_{lim} \leq \pm\delta, \quad (3.1)$$

где Δ_{lim} – предельная погрешность средства измерений; δ – допустимая погрешность измерения.

Для измерения диаметров концов валов выбрано средство измерений максимально возможной точности. Метрологические характеристики средства измерений представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. – Метрологические характеристики средства измерений диаметров концов валов

Средство измерений	Условное обозначение	Диапазон показаний, мм	Диапазон измерений, мм	Цена делений, мм	Погрешность измерений*, мм
Скоба рычажная	СПП 50-0,001	±0,07	25-50	0,001	±0,0014

* ±30 делений от нулевого штриха (согласно ГОСТ)

Для выявления закона распределения действительных внутренних диаметров полумуфты выбрано средство измерений максимально возможной точности – нутромер индикаторный цифровой повышенной точности НИЦ-ПТ 50-100 0,001, метрологические характеристики которого представлены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3. – Метрологические характеристики средства измерений внутреннего диаметра отверстия полумуфты

Средство измерений	Условное обозначение	Диапазон измерений, мм	Цена деления, мм	Погрешность измерения, мм
Нутромер индикаторный цифровой повышенной точности	НИЦ-ПТ 50-100 0,001	50-100	0,001	±0,006

Для выявления закона распределения действительных размеров ширины паза на валу и во внутреннем диаметре полумуфты выбрано средства измерений – нутромер индикаторный цифровой повышенной точности НИЦ-ПТ 10-18 0,001, метрологические характеристики которого представлены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4. – Метрологические характеристики средства измерений ширины паза на валу и во внутреннем диаметре полумуфты

Средство измерений	Условное обозначение	Диапазон измерений, мм	Цена деления, мм	Погрешность измерения, мм
Нутромер индикаторный цифровой повышенной точности	НИЦ-ПТ 10-18 0,001	10-18	0,001	±0,003

Для измерения ширины шпонки выбрано средство измерений максимально возможной точности. Метрологические характеристики средства измерений представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. – Метрологические характеристики средства измерений ширины шпонки

Средство измерений	Условное обозначение	Диапазон показаний, мм	Диапазон измерений, мм	Цена делений, мм	Погрешность измерений*, мм
Скоба рычажная	СРП 25-0,001	±0,07	0-25	0,001	±0,0014

* ±30 делений от нулевого штриха (согласно ГОСТ)

С целью снижения погрешности измерений, контролируемые детали и средства измерений выдерживали перед началом измерения в течение времени, необходимом для выравнивания их температуры. Все измеряемые поверхности были тщательно очищены.

3.4 Проектирование калибров для контроля шпоночных соединений

Применение предельных калибров, особенно в условиях серийного и массового производства имеет значительное преимущество по сравнению с использованием универсальных средств измерений.

Основные достоинства применения предельных калибров [143]:

минимальные требования к квалификации и навыкам контролера (оператора), выполняющего измерения (контроль);

минимальное время для контроля различных размеров деталей;

возможность одновременной проверки нескольких параметров детали, например, диаметр и отклонение от круглости и цилиндричности;

простота поверки (калибровки).

К недостаткам использования калибров можно отнести:

ограничения в применении – каждый калибра рассчитывается и изготавливается под конкретный контролируемый параметр;

невозможность определения числовых значений контролируемого параметра.

Применение комплексных калибров находит широкое применение в промышленности для обеспечения точности и качества шпоночного соединения [44, 87, 143]. Калибр-пробка позволяет проверить габариты шпоночного паза и его расположение относительно других элементов детали и имеет ряд преимуществ, к которым относится контроль нескольких параметров одновременно (диаметр вала

и паза) и удобство в использовании ввиду быстрой проверки шпоночного паза на дефекты.

Контроль шпоночных соединений ведется по нижней границе, т.е. по минимальному размеру заданных отверстий, которые считаются годными если: калибр-пробка проходит, а диаметр отверстия втулки, ширина и глубина шпоночного паза не выходит за предельные размеры; калибр-призма проходит, а диаметр вала, ширина и глубина паза не выходят за предельные размеры.

Калибр-призма позволяет контролировать геометрию и размеры деталей. Преимущества использования калибр-призмы: исключение человеческого фактора при измерениях, что повышает точность измерения и надежность результатов, и быстрота проведения измерений. Если применяется калибр-призма и стержень упирается в кромки паза, то это означает: смещение паза превышает допустимое.

В качестве объекта исследования было выбрано соединение валов с цепными муфтами $\text{Ø}50H8/h9$, установленных на универсальном редукторе Н 090.40.000 завода Моссельмаш. Предмет исследования – вероятностные характеристики посадок соединений с муфтами $\text{Ø}50H8/h9$ и шпонки с пазом вала $\text{Ø}14H9/h9$.

Проектирование калибр-призмы и калибр-пробки по ширине шпоночного нестандартного соединения диаметром $\text{Ø}14^{+0,043}$ и внутреннему диаметру вала и втулки $\text{Ø}50^{+0,039}$ осуществлялось с использованием ГОСТ 24109-80 «Калибры для шпоночных соединений» [53] и ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» [54].

Так как используемое шпоночное соединение является нестандартным, потребуются расчеты. Для начала систематизируем параметры для проектирования новых калибров по ширине шпоночного соединения диаметром $\text{Ø}14H9$ и внутреннему диаметру вала и втулки $\text{Ø}50H8$ (табл. 3.6-3.8).

Таблица 3.6 – Параметры, определяющие поля допуска калибр-пробки диаметра отверстия муфты $\varnothing 50H8$

Параметры	Условное обозначение	Значение, мм
Номинальный внутренний диаметр отверстия муфты	d	50
Наименьший диаметр отверстия муфты	d_{\min}	50
Глубина паза вала	t_1	5,5
Отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера	Z	0,006
Допуск на изготовление калибров для отверстия муфты	H	0,004
Допустимый выход размера, изношенного проходного поэлементного калибра для отверстия за границу поля допуска	y	0,005

Таблица 3.7 – Параметры, определяющие поля допуска калибр-пробки для контроля ширины шпоночного паза $14H9$

Параметры	Условное обозначение	Значение, мм
Номинальная ширина паза вала	b	14
Наименьшая ширина шпоночного паза	b_{\min}	14
Высота шпонки	h	9
Расстояние от середины поля допуска на изготовления калибр-пробки до наименьшего предельного размера вала	Z_b	0,0075
Допуск на изготовление калибр-пробки по толщине шпонки	H_b	0,005
Допустимый выход изношенного размера калибра-пробки за границу поля допуска размера паза	y_b	0,015
Допуск симметричности контрольной шпонки калибра-пробки	T_s	0,020

Таблица 3.8 – Параметры, определяющие поля допуска калибр-призмы для контроля ширины шпоночного паза $14H9$

Параметры	Условное обозначение	Значение, мм
Номинальная ширина паза вала	b	14
Наименьшая ширина шпоночного паза	b_{\min}	14
Высота шпонки	h	9
Допуск на изготовление калибр-пробки по толщине шпонки	H_b	0,005
Допустимый выход изношенного размера калибра-пробки за границу поля допуска размера паза	y_b	0,015
Допуск симметричности контрольной шпонки калибра-призмы	T_s	0,008

Далее формируем расчеты для проектирования калибр-пробки и калибр-призмы (табл. 3.9-3.10), где b_K – номинальная толщина контрольной шпонки калибра-пробки и калибра-призмы; d_K – номинальный диаметр калибра-пробки; H_K – номинальный размер калибра-пробки с контрольной шпонкой; C – величина, определяющая глубину вхождения шпоночного калибра-призмы в шпоночный паз вала.

Таблица 3.9 – Проектирование калибр-пробки и калибр-призмы для ширины паза под шпонку 14H9 и внутреннего диаметра Ø50H8

Определяемый размер	Новый калибр			
	Номинальные Размеры		Предельные отклонения	
	Формула	Расчет, мм	Обозначение	Расчет, мм
b_K	$b_{\min} - Z_b + \frac{H_b}{2}$	$14 - 0,0075 + \frac{0,005}{2} = 13,995$	H_b	-0,005
d_K	$d_{\min} - y$	$50 - 0,005 = 49,995$	H	-0,004
H_K	$d - t_1 + h$	$50 - 5,5 + 9 = 53,5$	$h12$	-0,250
C	$\frac{d}{2} - t_1 + r$	$\frac{50}{2} - 5,5 + 0,25 = 19,75$	$js12$	$\pm 0,125$

Таблица 3.10 – Проектирование калибр-пробки и калибр-призмы для ширины паза под шпонку Ø14H9 и внутреннего диаметра Ø50H8

Определяемый размер	Предельный размер изношенного калибра	
	Формула	Расчет, мм
b_K	$b_{\min} - y_b$	$14,000 - 0,015 = 13,985$
d_K	$d_{\min} - 2y - \frac{H}{2} - Z$	$50 - 2 \cdot 0,005 - \frac{0,004}{2} - 0,006 = 49,982$

Поля допусков на шпоночных калибрах-пробках и калибрах-призмах располагаются по обе стороны от нулевой отметки. Одно поле обозначает максимально допустимый размер отверстия и максимально допустимое расстояние

между гранями призмы, а другое – минимальный допустимый размер отверстия и минимально допустимое расстояние между гранями призмы [89].

Расположение полей допусков d_K шпоночных калибров-пробок и b_K шпоночных калибров-пробок и калибров-призм представлены на рис. 3.3 и 3.4 соответственно.

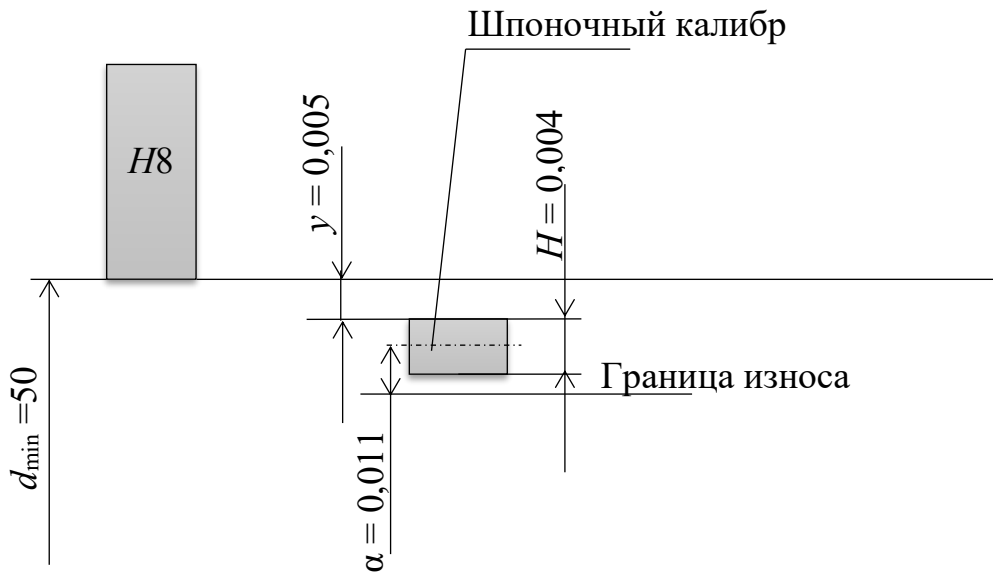


Рисунок 3.3 – Расположение полей допусков внутреннего диаметра вала $\text{Ø}50H8$

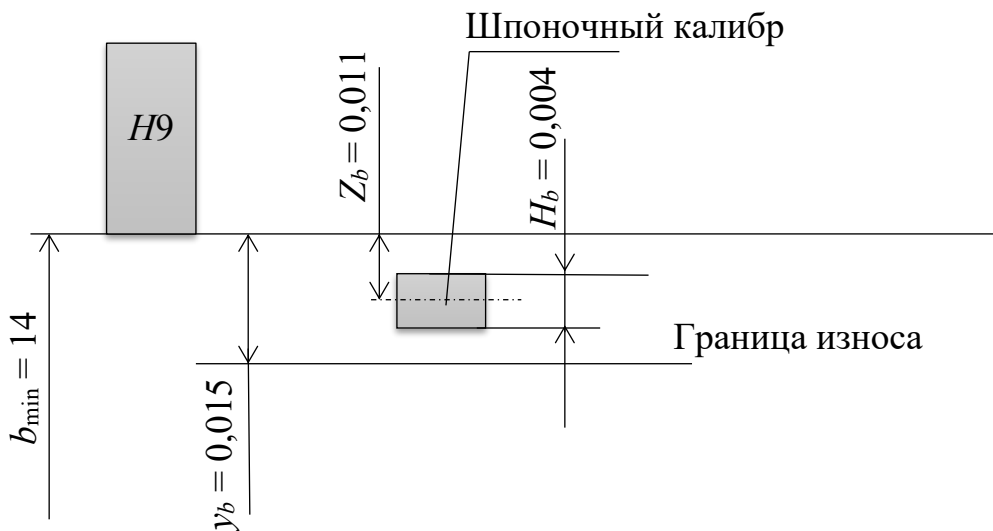
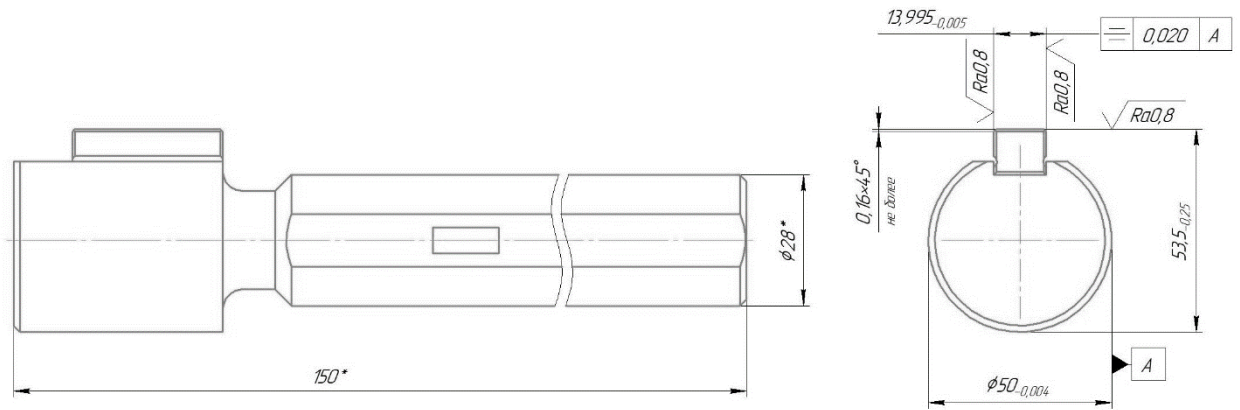


Рисунок 3.4 – Расположение полей допусков ширины паза под шпонку $14H9$

Исполнительные размеры на чертежи (рис. 3.5 и 3.6).



* Размеры для справок.

Рисунок 3.5 – Размеры шпоночного калибра-пробки

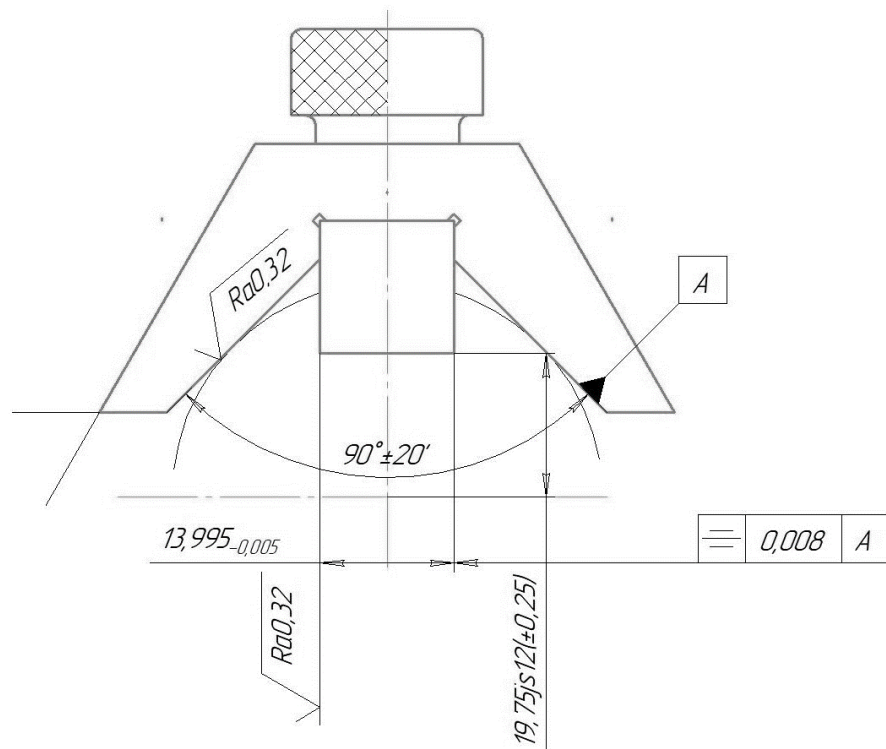


Рисунок 3.6 – Размеры шпоночного калибра-призмы

3.5. Разработка компьютерной программы для расчета и выбора посадок для цилиндрических соединения со шпонкой муфт с валами

На основании разработанной методики, представленной в п. 2.1 – 2.3 составлен алгоритм предельных натягов и выбора стандартной посадки в соединении со шпонкой муфт с валами (рис.3.7).

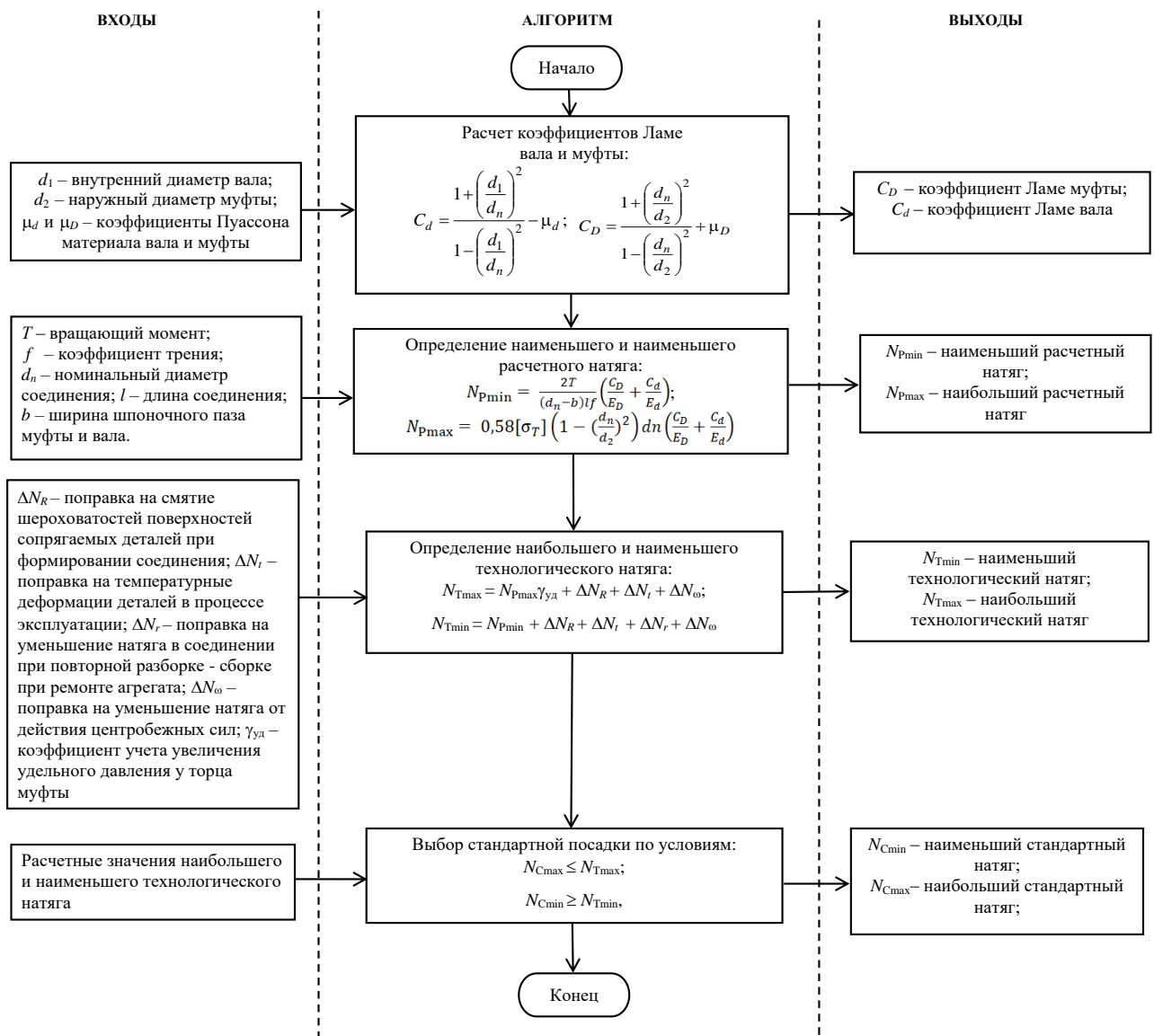


Рисунок 3.7 – Алгоритм расчета предельных натягов и выбора стандартной посадки в соединении со шпонкой муфт с валами

На базе разработанной методики и представленного алгоритма (рис.3.3) на языке программирования Python разработаны компьютерные программы расчета наименьшего и наибольшего технологического натяга для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами. Пользовательский интерфейс компьютерных программ представлен на рис. 3.8-3.9.

Расчет наименьшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой	
Наружный диаметр соединения (dn), м:	<input type="text"/>
Внутренний диаметр вала (d1), м:	<input type="text"/>
Наружный диаметр втулки (d2), м:	<input type="text"/>
Коэффициент Пуассона материала вала (μ_d):	<input type="text"/>
Коэффициент Пуассона материала втулки (μ_D):	<input type="text"/>
Коэффициент трения (f):	<input type="text"/>
Длина соединения (l), м:	<input type="text"/>
Ширина шпоночного паза отверстия и вала (b), м:	<input type="text"/>
Наибольший вращающий момент (T), Н*м:	<input type="text"/>
Модуль упругости вала (Ed), Па:	<input type="text"/>
Модуль упругости втулки (ED), Па:	<input type="text"/>
Параметр шероховатости поверхности вала (Rad), мкм:	<input type="text"/>
Параметр шероховатости поверхности отверстия полумуфты (RaD), мкм:	<input type="text"/>
Коэффициент перевода от параметра Ra в Rz (kR):	<input type="text"/>
Коэффициент смятия шероховатостей вала (η_d):	<input type="text"/>
Коэффициент смятия шероховатостей отверстия полумуфты (η_D):	<input type="text"/>
Коэффициент линейного расширения материала вала (α_d):	<input type="text"/>
Коэффициент линейного расширения материала отверстия (α_D):	<input type="text"/>
Рабочая температура вала (td), °C:	<input type="text"/>
Рабочая температура отверстия (tD), °C:	<input type="text"/>
<input type="button" value="Рассчитать"/>	

Рисунок 3.8 – Пользовательский интерфейс компьютерной программы для расчета наименьшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой

Расчет наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой	
Наружный диаметр соединения (dn), м:	<input type="text"/>
Внутренний диаметр вала (d1), м:	<input type="text"/>
Наружный диаметр втулки (d2), м:	<input type="text"/>
Коэффициент Пуассона материала вала (μ_d):	<input type="text"/>
Коэффициент Пуассона материала втулки (μ_D):	<input type="text"/>
Модуль упругости вала (Ed), Па:	<input type="text"/>
Модуль упругости втулки (ED), Па:	<input type="text"/>
Предел текучести втулки (σ_{TD}), Па:	<input type="text"/>
Параметр шероховатости поверхности вала (Rad), мкм:	<input type="text"/>
Параметр шероховатости поверхности отверстия полумуфты (RaD), мкм:	<input type="text"/>
Коэффициент перевода от параметра Ra в Rz (kR):	<input type="text"/>
Коэффициент смятия шероховатостей вала (η_d):	<input type="text"/>
Коэффициент смятия шероховатостей отверстия полумуфты (η_D):	<input type="text"/>
Коэффициент линейного расширения материала вала (α_d):	<input type="text"/>
Коэффициент линейного расширения материала отверстия (α_D):	<input type="text"/>
Рабочая температура вала (td), °C:	<input type="text"/>
Рабочая температура отверстия (tD), °C:	<input type="text"/>
Коэффициент учета увеличения удельного давления у торца отверстия ($\gamma_{уд}$):	<input type="text"/>
<input type="button" value="Рассчитать"/>	

Рисунок 3.9 – Пользовательский интерфейс компьютерной программы для расчета наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой

Использование разработанных программ, позволит значительно сократить время на расчеты точностных параметров при проектировании приводов цилиндрических соединений муфт со шпонками.

Разработанные компьютерные программы расчета наименьшего и наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой имеют свидетельство о государственной регистрации №2024619389 (приложение А) [129, 130] и акты внедрения (приложение Б).

3.6 Выводы

1. Разработаны методики измерений при микрометраже размеров элементов соединений в приводах со шпонкой «вал – полумуфта» при контроле и с целью исследования точности изготовления деталей соединения.

2. Выбраны средства измерений для контроля:

концов валов. Наиболее рационально использовать скобу рычажную повышенной точности СРП 50-0,001 с погрешностью $\pm 1,4$ мкм;

внутреннего диаметра отверстия полумуфты. Наиболее рационально использовать цифровой нутромер повышенной точности НИЦ-ПТ 50-100 0,001 с ценой деления отсчетного устройства ± 6 мкм;

ширины паза на валу и во внутреннем диаметре полумуфты. Наиболее рационально использовать цифровой нутромер повышенной точности НИЦ-ПТ 50-100 0,001 с погрешностью ± 3 мкм;

ширины шпонки. Наиболее рационально использовать скоба рычажная повышенной точности СРП 25-0,001 с погрешностью $\pm 1,4$ мкм.

4. Рассчитаны размеры:

– калибра-пробки для контроля внутреннего диаметра полумуфты и ширины шпоночного паза;

– калибра-призмы контроля ширины шпоночного паза на валу.

3. На базе разработанной методики расчета и выбора посадок для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами составлен алгоритм и разработаны компьютерные программы расчета наименьшего и наибольшего технологического натяга, написанная на языке программирования Python.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

4.1 Анализ точности изготовления поверхностей концов валов, отверстий муфт, ширины и пазов шпонки

Для проведения анализа точности и оценки качества изготовления поверхностей валов, отверстий, пазов под шпонку и, образуемых ими соединений проведены, экспериментальные исследования, по методике, представленной в п.3.2.

Полученные экспериментальные данные были обработаны и определены статистические характеристики рассеяния размеров контролируемых параметров (табл. 4.1, 4.2).

Таблица 4.1 – Статистические характеристики рассеяния контролируемых параметров цилиндрического соединения $\text{Ø}50\text{H}8/\text{h}9$

Параметр распределения	Условное обозначение	Цилиндрическое соединение $\text{Ø}50\text{H}8/\text{h}9$	
		внутренний диаметр муфты	диаметр вала под муфту
Среднее арифметическое, мм	\bar{X}	50,016	49,9696
Зона рассеяния, мм	ω	70,59	63,86
Величина сдвига, мм	c	-3,471	+0,558
Коэффициент риска	t_1	1,95	2,97
Коэффициент риска	t_2	1,36	2,86
Вероятный процент исправимого брака, %	$Q_{\text{иб}}$	8,65	0,21
Вероятный процент неисправимого брака, %	$Q_{\text{нб}}$	2,54	0,15
Суммарная вероятность брака, %	$Q_{\text{бр}}$	11,20	0,36
Коэффициент точности технологического процесса	K_t	1,81	1,03
Коэффициент настроенности технологического процесса	K_n	-0,089	+0,009

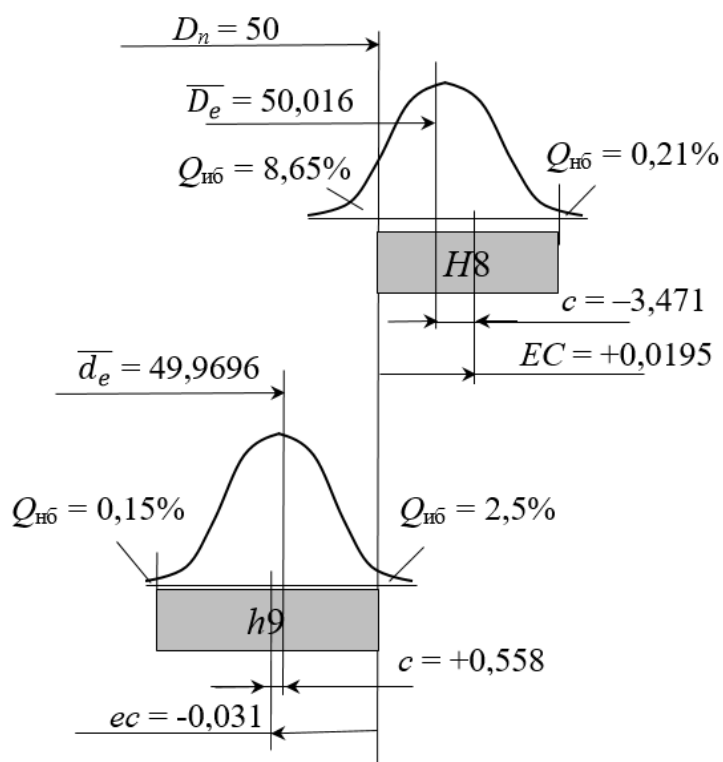


Рисунок 4.1 – Схема формирования вероятного процента брака соединения $\text{Ø}50H8/h9$

Таблица 4.2 – Статистические характеристики рассеяния контролируемых параметров соединения шпонки с пазом вала $14H11/h9$ и муфты $14D10/h9$

Параметр распределения	Условное обозначение	Соединение шпонки с пазом вала $14H11/h9$ и муфты $14D10/h9$		
		ширина паза на валу	ширина паза в муфте	ширина шпонки
Среднее арифметическое, мм	\bar{X}	14,0548	14,0788	13,9786
Зона рассеяния, мм	ω	107,8	137,9	35,26
Величина сдвига, мм	c	-0,22	-6,23	0,086
Коэффициент риска	t_1	3,07	1,79	3,67
Коэффициент риска	t_2	3,05	1,25	3,64
Вероятный процент исправимого брака, %	$Q_{нб}$	0,11	10,53	0,01
Вероятный процент неисправимого брака, %	$Q_{нб}$	0,11	3,64	0,01

Параметр распределения	Условное обозначение	Соединение шпонки с пазом вала 14H11/h9 и муфты 14D10/h9		
		ширина паза на валу	ширина паза в муфте	ширина шпонки
Суммарная вероятность брака, %	$Q_{бр}$	0,22	14,17	0,02
Коэффициент точности технологического процесса	K_m	0,98	1,97	0,82
Коэффициент настроенности технологического процесса	K_H	-0,002	-0,089	+0,002

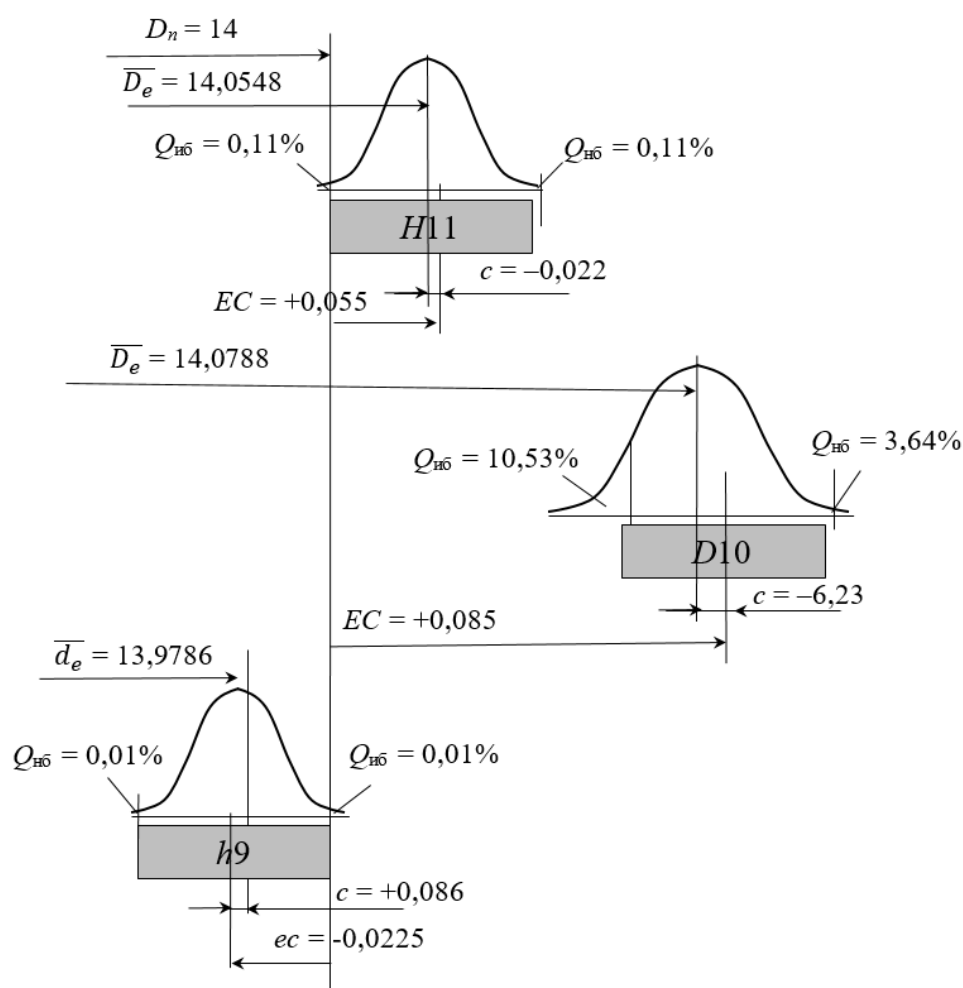


Рисунок 4.2 – Схема формирования вероятного процента брака соединения шпонки с пазом вала 14H11/h9 и муфты 14D10/h9

В результате исследования деталей цилиндрических соединений $\text{Ø}50H8/h9$ выявлено, что рассеяние внутреннего диаметра муфты и наружного диаметра вала

подчиняется закону нормального распределения. Вероятность появления брака по размерам отверстия муфты – 11,2 % и 0,36 % – брак по размерам вала. Это можно объяснить тем, что отверстия и шпоночные пазы муфты изготавливаются с помощью протяжного инструмента, который имеет тенденцию к изнашиванию, в результате которого происходит уменьшение обрабатываемого размера – цилиндрического отверстия муфты и ширины паза шпонки (вероятность брака по ширине паза в муфте – 14,17 %). Практически полное отсутствие вероятности появления брака при обработки цилиндрической поверхности вала связано с неразрывностью технологического процесса обработки соседних поверхностей вала под подшипник $\varnothing 60k6$ и уплотнение $\varnothing 55h10$ (рис. 3.1), которые имеют более высокую точность. Паз вала под шпонку обрабатывают с помощью фрезы и рекомендуемая по ГОСТ 23360-78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки» [52] точность обработки должна соответствовать 9-му качеству 14H9, но завод на рабочем чертеже (рис. 3.1), указал размер 14H11. Такая ситуация обусловлена тем, что оборудование предприятия не может обеспечить выполнение допуска симметричности паза относительно оси вала менее 0,1 мм (рис. 3.1). В целом анализируя точность и настроенность технологических процессов обработки контролируемых параметров, можно сделать вывод, что завод установил нормы точности в соответствии с возможностями технологического оборудования, поэтому коэффициенты точности и настроенности технологического процесса при обработке поверхностей вала удовлетворяют предъявляемым требованиям. Точность технологического процесса при обработке параметров муфт, которые являются покупными изделиями, является неудовлетворительной, о чем свидетельствуют значения коэффициенты точности и настроенности технологического процесса.

На следующем этапе исследований была проведена оценка зазоров и натягов возникающих при формировании соединений. Значения статистических характеристик исследуемых соединений представлены в табл.4.3.

Таблица 4.3 – Статистические характеристики исследуемых соединений

Параметр посадки	Условное обозначение	Соединения		
		$\varnothing 50H8/h9$	$\varnothing 14H11/h9$	$\varnothing 14D10/h9$
Среднее квадратическое отклонение зазоров, мм	σ	0,0159	0,0189	0,0237
Наибольший зазор	S_{\max}	0,101	0,153	0,163
Наименьший зазор	S_{\min}	0	0	0,05
Средний зазор	S_e	0,046	0,076	0,113
Коэффициент риска (по наибольшему зазору)	t_1	2,93	4,03	2,64
Коэффициент риска (по наименьшему зазору)	t_2	3,44	4,06	2,12
Вероятный процент брака (по наименьшему зазору), %	$Q_{\text{нб}}$	0,17	0,00	0,41
Вероятный процент брака (по наибольшему зазору), %	$Q_{\text{нб}}$	0,03	0,00	1,69
Вероятность суммарного брака, %	$Q_{\text{бр}}$	0,2	0,00	2,10

Как видно из табл. 4.3, вероятности появления брака во всех посадках малы и подавляющая часть образованных соединений будут удовлетворять заводским требованиям точности даже при наличии определенного процента брака у муфт по базовому отверстию и ширине паза. Казалось бы, качество соединений обеспечено, но рассмотрим вопрос с позиции процесса эксплуатации.

Исходя из представленных данных по зазорам (табл. 4.3), можно сделать вывод о том, что во всех соединениях будут сформированы зазоры: S_1 – зазор между пазом вала и шпонкой, S_2 – зазор между пазом муфты и шпонки и S_3 – вертикальный зазор между высотой шпонки и глубинами двух пазов (рис. 4.3).

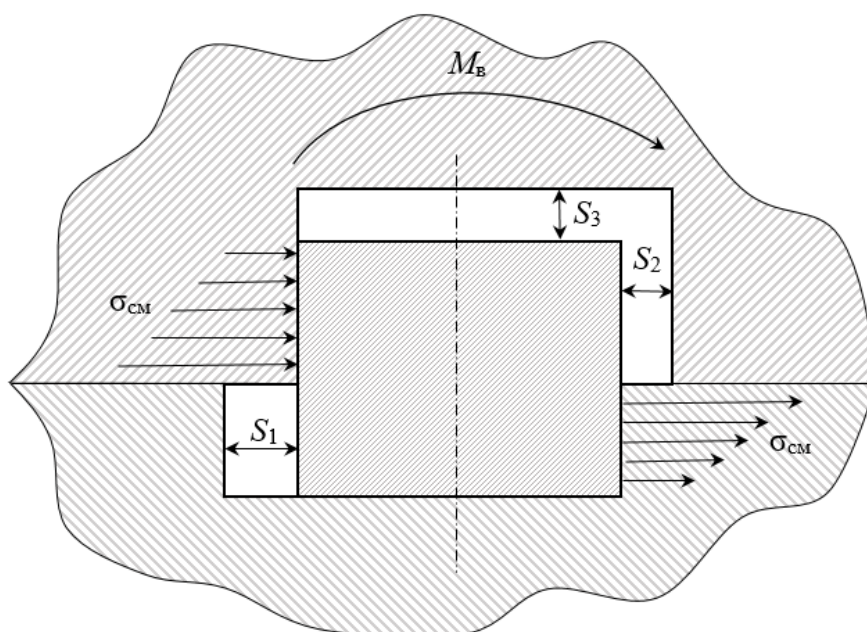


Рисунок 4.3 – Схема нагружения шпоночного соединения при наличии зазоров в посадке

Наличие зазоров в цилиндрическом соединении $\text{Ø}50H8/h9$ в процессе эксплуатации приведет к тому, что вращающий момент $M_{вр}$ будет передаваться только через контактирующую поверхность шпонки с пазами вала и муфты (рис.4.1). При этом возникающее напряжение смятия $\sigma_{см}$ будет больше у края торцов паза вала и втулки. При переменных нагрузках и реверсивном движении пазы вала и муфты будут подвергаться повышенному износу и сминаться, шпонка будет перекашиваться в пазах, что будет приводить к еще большей точечной концентрации напряжений и еще большему смятию пазов. Также в процессе эксплуатации шпонка будет перемещаться в вертикальном положении из-за наличия зазора S_3 . В конечном итоге все эти факторы приведут к отказу соединения.

В результате отказа необходимо будет заменить не только недорогую полумуфту, но и провести ремонт редуктора с заменой вала. Чтобы избежать такой ситуации, рекомендуется рассчитать посадку с натягом для цилиндрического соединения, которая гарантировано обеспечит передачу номинального вращающего момента, установленного в технической документации на редуктор и

муфту. Шпонка, в свою очередь, будет выполнять роль предохранителя при возможных перегрузках редуктора, так как он устанавливается на сельскохозяйственной технике, в частности на картофелеуборочных комбайнах, где регулярно возникают перегрузки из-за неоднородности почвы и глубины ее обработки.

Проведенный анализ точности изготовления поверхностей валов, отверстий, ширины пазов и шпонок, формирующих цилиндрическое соединение со шпонкой, показал, что завод установил нормы точности в соответствии с возможностями технологического оборудования, поэтому коэффициенты точности и настроенности технологического процесса при обработке поверхностей вала удовлетворяют предъявляемым требованиям. Наличие брака по размерам отверстий и пазов муфт не оказывает существенного влияние на показатели качества соединений. В результате расчёта статистических характеристик установлено, что в исследуемых соединениях паза вала со шпонкой, паза муфты со шпонкой и в самом цилиндрическом соединении будут формироваться только зазоры. Вращающий момент будет передаваться только через поверхность шпонки, это приведет к смятию пазов вала и муфты, проворачиванию вала и отказу соединения. Для повышения надежности и долговечности соединения рекомендуется на этапе конструирования рассчитать посадку с натягом, которая будет обеспечивать передачу номинального вращающего момента, установленного в технической документации на редуктор и муфту.

4.2 Апробация методики расчета натягов для соединения цепных полумуфт с валами

4.2.1. Расчет натягов для посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.40

Используя методику, представленную в п. 2.1 – 2.3 проведем расчеты для выбора посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.40 производства завода «Моссельмаш». В таблице 4.4 приведены исходные данные и результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Значение для соединения муфт с валами
Диаметр соединения	м	d_n	$\varnothing 0,050$
Длина соединения	м	l	0,058
Внутренний диаметр вала	м	d_1	0,01
Наружный диаметр муфты	м	D_2	0,095
Ширина шпонки	м	b	0,014
Коэффициент Ламе вала	–	C_d	0,98
Коэффициент Ламе муфты	–	C_D	2,38
Модуль упругости вала	Па	E_d	$2 \cdot 10^{11}$
Модуль упругости муфты	Па	E_D	$1,14 \cdot 10^{11}$
Предел текучести вала	Па	$[\sigma_T]_d$	$363 \cdot 10^6$
Шероховатость поверхности вала	мкм	R_{ad}	1,25
Шероховатость поверхности муфты	мкм	R_{aD}	2,5
Рабочая температура	°С	t	0...60
Предел текучести муфты	Па	$[\sigma_T]_D$	$206 \cdot 10^6$
Коэффициент смятия шероховатостей муфты	–	η_D	$10 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент смятия шероховатостей вала	–	η_d	$1,1310^{-6}$
Коэффициент линейного расширения материала муфты	–	α_D	$10 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент линейного расширения материала вала	–	α_d	$1,13 \cdot 10^{-6}$
Наибольший вращающий момент	Н·м	T	400

Для рассматриваемого соединения применимы два метода сборки:
запрессовка со смазкой полумуфты на вал;
нагрев полумуфты для сборки соединения с зазором.

При этом в расчетах наибольшего и наименьшего технологических натягов будут варьироваться коэффициенты трения и коэффициенты смятия шероховатости втулки и вала. В таблице 4.5 представлены результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40 в зависимости от метода сборки.

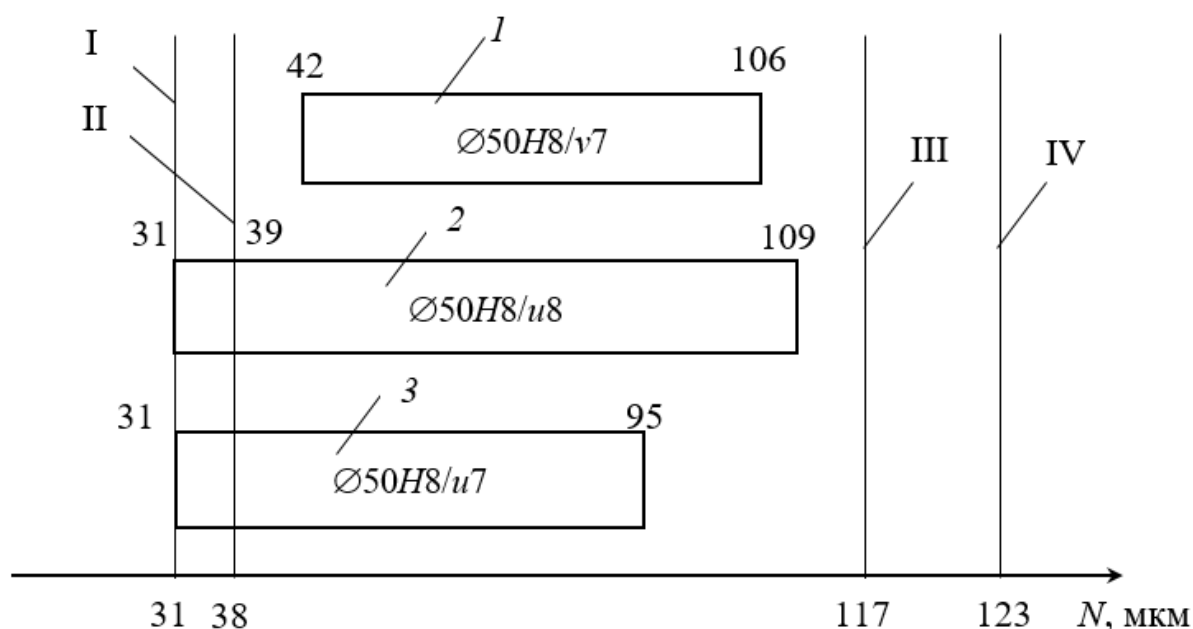
Таблица 4.5 – Результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40 в зависимости от метода сборки

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Метод сборки соединения	
			запрессовка	нагрев втулки
Коэффициент трения	–	f	0,1	0,2
Наименьшее давление	Па	p_{\min}	$19,29 \cdot 10^6$	$96,45 \cdot 10^6$
Коэффициент смятия шероховатостей муфты	–	η_D	0,3	0,45
Коэффициент смятия шероховатостей вала	–	η_d	0,3	0,45
Наименьший расчетный натяг	мкм	$N_{P\min}$	24,86	12,43
Наибольший расчетный натяг из условия нетекучести	мкм	$N_{P\max}$	111,34	
Поправка на смятие шероховатости	мкм	ΔN_R	11,59	17,38
Поправка на температурную деформацию	мкм	ΔN_t	–2,6...1,3	
Наибольший технологический натяг	мкм	$N_{T\max}$	116,98	122,78
Наименьший технологический натяг	мкм	$N_{T\min}$	37,75	31,11
Диапазон посадки	мкм	$T_{(l)}$	79,23	91,66
Стандартная посадка	–	–	$\varnothing 50H8/v7$	$\varnothing 50H8/u8$

В результате проведения теплового анализа установлено (табл. 4.5), что для соединения $\varnothing 50$ мм упругой втулочно-пальцевой муфты (которая изготовлена из серого чугуна СяЧ-20) со стальным валом (40Х) для возможного диапазона температур от 0 до 60°C, величина поправки на температурные деформации в посадке составит $\Delta N_t = -2,7...1,3$ мкм. Чугун расширяется медленнее стали при увеличении температуры (увеличение натяга) и, наоборот, при уменьшении

температуры сталь уменьшается в размерах быстрее (уменьшение натяга). Положительное значение ΔN_t подставляли в формулу для определения наименьшего технологического натяга N_{Tmin} , т.к. необходимо компенсировать тепловое уменьшение натяга (охлаждение). Отрицательное значение подставляли в формулу для определения N_{Tmax} , сохраняя знак, так как необходимо компенсировать тепловое увеличение натяга (нагрев).

В результате расчета натягов для соединения $\varnothing 50$ мм упругой втулочно-пальцевой муфты с валом определены посадки, которые графически изображены на рисунке 4.2.



1 – посадка, полученная методом запрессовки; 2 – посадка, полученная методом нагрева втулки; 3 – посадка, рекомендованная стандартом;

I – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки; II – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; III – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; IV – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки

Рисунок 4.2 – Диапазон посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40 в зависимости от метода сборки

Таким образом, в результате расчетов получены две посадки, каждая из которых отличается от рекомендованной стандартом. Посадка $\varnothing 50H8/v7$ имеет большие натяги и гарантирует отсутствие проворачивания при передаче вращающего момента. Наиболее целесообразно применять посадку $\varnothing 50H8/u8$, получаемую при сборке методом нагрева втулки, так как она более стабильна по диапазону натягов и точность обработки вала более низкая и, следовательно, себестоимость обработки вала будет ниже. Во всех трех рассматриваемых посадках класс точности втулки $H8$, что соответствует с требованием стандарта. Применение предлагаемых насадок значительно повысит долговечность соединения, так как вращающий момент будет передаваться не через поверхность шпонки, а через цилиндрические поверхности деталей, имеющими соединение с расчетными значениями натягов.

4.2.2. Расчет натягов для посадок цепных полумуфт на валы редуктора Н 090.20

Для исследований выбрали соединение цепной муфты с входным концом вала $\varnothing 30$ мм редуктора Н090.20 производства завода «Моссельмаш». Расчет и выбор посадок проводился по методике, изложенной в п. 2.1-2.3. В таблице 4.6 приведены исходные данные и результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20.

Таблица 4.6 – Исходные данные для расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20

Параметр	Ед. изм.	Обозначени е	Значение для соединения муфт с валами
Диаметр соединения	м	d_n	$\varnothing 0,030$
Длина соединения	м	l	0,058
Внутренний диаметр вала	м	d_1	0,01
Наружный диаметр муфты	м	D_2	0,005
Ширина шпонки	м	b	0,014
Коэффициент Ламе вала	–	C_d	0,98
Коэффициент Ламе муфты	–	C_D	2,39

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Значение для соединения муфт с валами
Модуль упругости вала	Па	E_d	$2 \cdot 10^{11}$
Модуль упругости муфты	Па	E_D	$2 \cdot 10^{11}$
Предел текучести материала вала	Па	$[\sigma_T]_d$	$363 \cdot 10^6$
Предел текучести материала муфты	Па	$[\sigma_T]_D$	$206 \cdot 10^6$
Шероховатость поверхности вала	мкм	R_{ad}	1,25
Шероховатость поверхности муфты	мкм	R_{aD}	2,5
Рабочая температура	°С	t	0...60
Наибольший вращающий момент	Н·м	T	200

Для рассматриваемого соединения применимы два метода сборки:

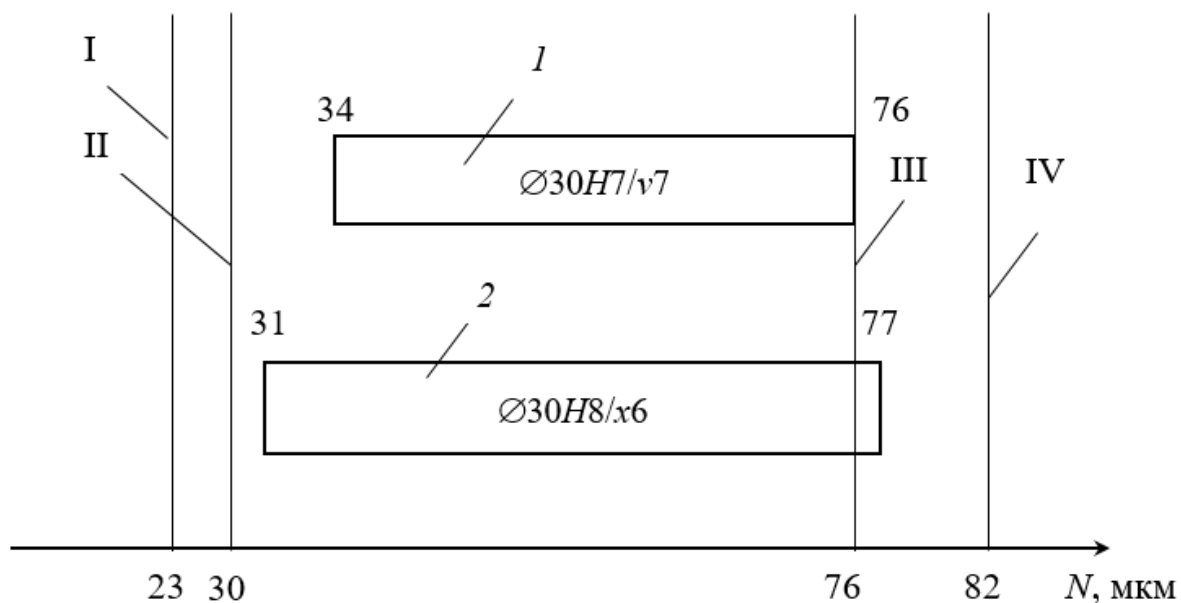
запрессовка со смазкой полумуфты на вал;

нагрев полумуфты для сборки соединения с зазором.

При этом в расчетах наибольшего и наименьшего технологических натягов будут варьироваться коэффициенты трения и коэффициенты смятия шероховатости материалов отверстия полумуфты и вала. В табл. 4.7 представлены результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20 в зависимости от метода сборки. Посадки, которые получились в процессе расчета графически изображены на рис. 4.3.

Таблица 4.7 – Результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20 в зависимости от метода сборки

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Метод сборки соединения	
			запрессовка	нагрев втулки
Коэффициент трения	–	f	0,08	0,24
Наименьшее давление	Па	p_{\min}	$36 \cdot 10^6$	$12 \cdot 10^6$
Наибольшее давление	Па	p_{\max}	131,78	
Коэффициент смятия шероховатостей муфты	–	η_D	0,3	0,45
Коэффициент смятия шероховатостей вала	–	η_d	0,3	0,45
Наименьший расчетный натяг	мкм	$N_{P\min}$	18,14	6,05
Наибольший расчетный натяг из условия нетекучести	мкм	$N_{P\max}$	66,71	
Поправка на смятие шероховатости	мкм	ΔN_R	11,59	17,38
Наибольший технологический натяг	мкм	$N_{T\max}$	76,30	82,09
Наименьший технологический натяг	мкм	$N_{T\min}$	29,73	23,43
Диапазон посадки	мкм	$T_{(l)}$	46,57	58,66
Стандартная посадка	–	–	$\varnothing 30H7/v7$	$\varnothing 30H8/x6$



1 – посадка, полученная методом запрессовки; 2 – посадка, полученная методом нагрева втулки; I – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки; II – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; III – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; IV – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки

Рисунок 4.3 – Диапазон посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20 в зависимости от метода сборки

Для сопряжения цепной муфты с валом редуктора определен наименьший натяг из условия необходимости передачи заданного вращающего момента посредством цилиндрической поверхности соединения, в котором шпонка предотвращает проворачивание вала в отверстии муфты в случае перегрузки. Наибольший натяг определен из условия работы только в пределах зоны упругой деформации при контакте стального вала со стальной муфтой. Диапазон посадки для данного соединения составит 46,57 мкм. Исходя из этого значения согласно ГОСТ 25346–2013(ISO 286-1:2010) [55] сумму допусков отверстия и вала необходимо назначать по 7 качеству ($IT21$ мкм), а наименьшее отклонение вала формирует минимальный натяг. Нижнее отклонение вала должно формировать

гарантированный наименьший натяг, поэтому согласно ГОСТ 25346–2013(ISO 286-1:2010) [55] $ei = +55$ мкм, что соответствует основному отклонению v . Для этого же метода сборки может быть назначена посадка $\varnothing 30H8/x6$, при этом наибольший стандартный натяг будет превышать границу наибольшего технологического натяга на 1 мкм, но в этом случае можно использовать полумуфты стандартного изготовления $\varnothing 30H8$.

Для сборки методом нагрева втулки наиболее рациональной является посадка $\varnothing 30H8/x6$. Для этой посадки условия выбора по величинам технологических натягов будут выполнены. Кроме этого, для сборки методом нагрева втулки можно применить посадку $\varnothing 30H8/x7$ с целью снижения точности обработки и уменьшения себестоимости, но при этом наибольший стандартный натяг будет превышать границу наибольшего технологического натяга на 3 мкм.

Таким образом, разработанная методика (п.2.1 – 2.3) апробирована на соединении выходного конца вала редуктора Н 090.20 завода «Моссельмаш» с муфтой. Получены посадки для сборки методом: нагрева – $\varnothing 30H7/v7$; запрессовки – $\varnothing 30H8/x7$. Применение новых посадок позволит значительно повысить долговечность соединения, так как полученные посадки имеют гарантированные натяги и крутящий момент будет передаваться через поверхность цилиндрического соединения, а не только шпонкой, как это было при применении старой посадки.

4.3 Апробация методики расчета натягов для соединения упругих втулочно-пальцевых муфт с валами

МУВП очень распространено, так как они легко изготавливаются и заменяются. Еще одним преимуществом является то, что для МУВП допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента (комбинированная муфта). Примером такого использования является соединение в приводах водокольцевых вакуумных насосах (ВВН) [113].

Для исследований выбрано соединение вала электродвигателя А280S8 – вала вакуумного насоса ВВН1-25 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП). В рассматриваемом соединении выходной вал электродвигателя и вал ВВН будут иметь разные диаметры и, следовательно, интенсивность нагружения цилиндрических посадочных поверхностей будет разная. Исходя из этого, посадки в рассматриваемом соединении должны быть разными. Расчет и выбор посадок проводился по методике, изложенной в п. 2.1-2.3.

Для выбора посадок в цилиндрических соединениях с натягом со шпонкой необходимо учитывать ширину шпонки, так как паз шпонки в поверхностях отверстия полумуфты и вала уменьшает контактную площадь, передающую вращающий момент. Наименьший расчетный натяга рассчитывается по формуле (2.5)

Наибольший расчетный натяг зависит от наибольшего давления, которое определяется из условий работы материалов деталей в зоне упругой деформации без перехода в пластическую.

Согласно ГОСТ 21424-93 [51] МУВП должны изготавливаться из чугуна марки СЧ20 по ГОСТ 1412 [49]. Допускается изготовление полумуфт из других материалов с механическими свойствами не хуже, чем у чугуна марки СЧ20.

Чугун СЧ20 имеет предел текучести 200 МПа, а сталь 40Х, из которой изготовлены валы – 363 МПа. Таким образом, при соединении муфты с валом наиболее слабой деталью по условию не превышения предела текучести оказывается муфта, так как она изготовлена в виде втулки с небольшой разницей в диаметрах, и такая геометрия значительно снижает прочностные свойства. Вал обычно не имеет внутренних полостей, поэтому его прочностные свойства выше. В этом случае наибольший расчетный натяг определяется по формуле (2.10).

В величины расчетных натягов вносятся поправки на смятие шероховатости поверхности и температурное расширение деталей. Вторая поправка будет равна нулю из-за равенства коэффициента линейного расширения материалов изготовления вала и муфты.

Исходные данные для расчета натягов и посадок для соединения соединений вала электродвигателя А280S8 – вала вакуумного насоса ВВН1-25 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП) сведены в таблицу 4.8.

Таблица 4.8 – Исходные данные для расчёта посадок для соединений вала электродвигателя А280S8 – вала вакуумного насоса ВВН1-25 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП)

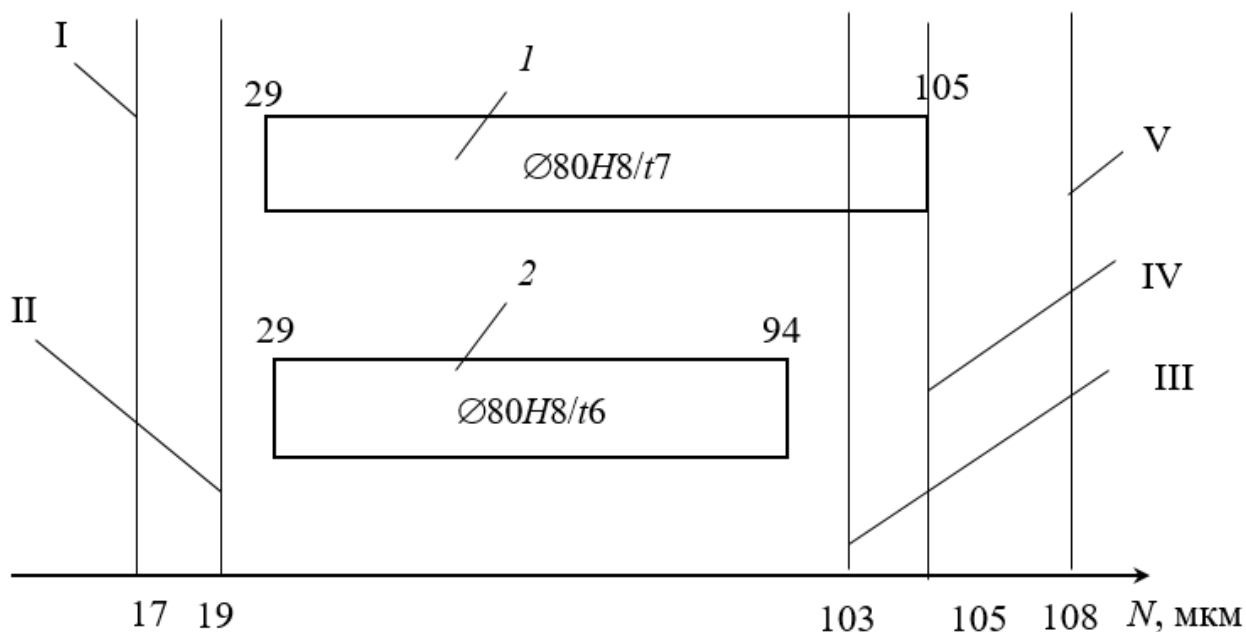
Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Диаметр соединения, м	
			0,08	0,065
			Значения	
Длина соединения	м	l	0,17	0,105
Коэффициент трения	–	f	0,01	0
Внутренний диаметр вала	м	d_1	0,175	0,135
Наружный диаметр муфты	м	d_2	0,17	0,105
Наибольший момент	Н·м	T	715	715
Ширина шпонки	м	b	0,022	0,018
Коэффициент Ламе вала	–	C_d	0,762	0,730
Коэффициент Ламе муфты	–	C_D	1,798	1,874
Коэффициент Пуассона для материала вала	–	μ_d	0,27	0,27
Коэффициент Пуассона для материала муфты	–	μ_D	0,27	0,27
Модуль упругости материала вала	Па	E_d	2E+11	2E+11
Модуль упругости материала муфты	Па	E_D	2E+11	2E+11
Предел текучести материала вала	МПа	$[\sigma_T]_d$	363	363
Предел текучести материала муфты	МПа	$[\sigma_T]_D$	274	274
Шероховатость поверхности вала	мкм	R_{ad}	1,25	1,25
Шероховатость поверхности отверстия	мкм	R_{aD}	2,5	2,5

Для сопряжений МУВП с валом электродвигателя и ВВН определены наименьшие натяги из условия необходимости передачи заданного вращающего момента посредством цилиндрической поверхности соединения, шпонка в данном соединении служит для предотвращения проворачивания вала относительно отверстия в случае перегрузки. Наибольший натяг определен из условия работы только в пределах зоны упругой деформации при контакте стального вала с чугунной муфтой. Результаты расчёта и выбора посадок для соединений вала электродвигателя А280S8 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП)

представлены в табл. 4.9, 4.10. Посадки, которые получились в процессе расчета, графически изображены на рис. 4.3-4.4.

Таблица 4.9 – Результаты расчёта и выбора посадок для соединений вала электродвигателя А280S8 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП)

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Метод сборки		
			запрессовка со смазкой	запрессовка без смазки	нагрев втулки
			Значения		
Коэффициент трения	–	f	0,08	0,12	0,24
Коэффициент смятия шероховатостей отверстия и вала	–	h_D	0,3	0,35	0,45
Наименьшее давление	МПа	p_{rmin}	5,7	3,8	1,9
Наименьший расчетный натяг	мкм	N_{Pmin}	5,87	3,91	1,96
Наибольшее давление	МПа	p_{rmax}	91,76	91,76	91,76
Наибольший расчетный натяг	мкм	N_{Pmax}	93,97	93,97	93,97
Поправка на смятие шероховатости	мкм	ΔN_R	11,59	13,52	17,38
Наибольший технологический натяг	мкм	N_{Tmax}	102,73	104,66	108,53
Наименьший технологический натяг	мкм	N_{Tmin}	17,46	17,43	19,34
Допуск посадки	мкм	T	85,27	87,23	89,19
Стандартная посадка	–	–	$\text{Ø}80H8/t6$	$\text{Ø}80H8/t6$	$\text{Ø}80H8/t7$

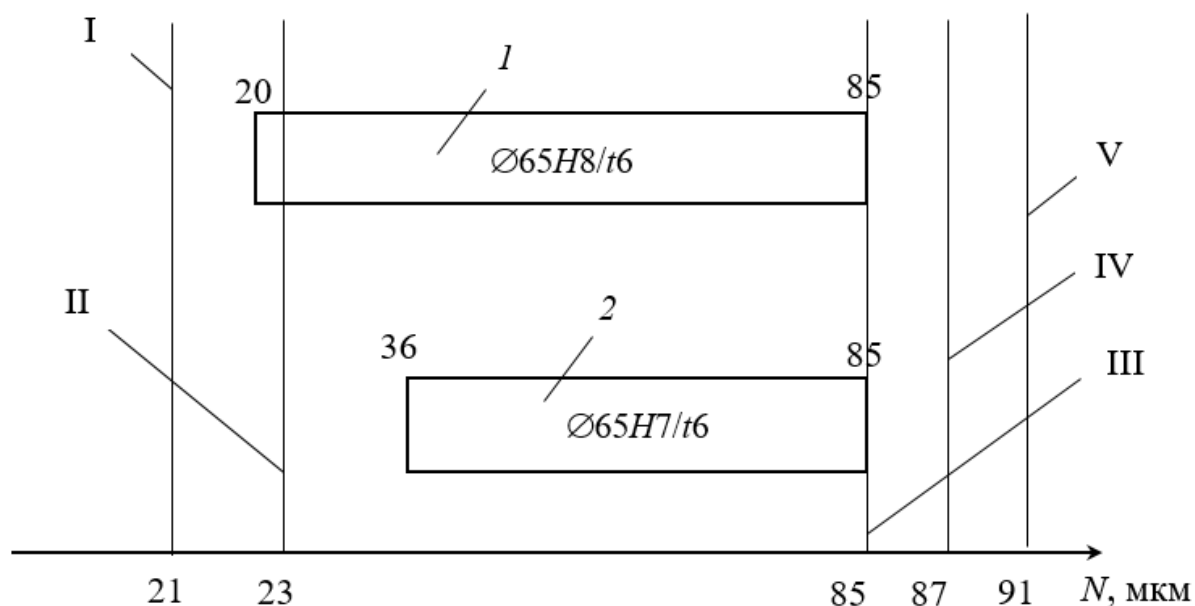


1 – посадка, полученная методом нагрева; 2 – посадка, полученная методом запрессовки без смазки и методом запрессовки со смазкой; I – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом запрессовки со смазкой и методом запрессовки без смазки; II – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки; III – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки со смазкой; IV – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки без смазки; V – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки

Рисунок 4.3. – Диапазон посадок для соединений вала электродвигателя А280S8 с упругой втулочно-пальцевой муфтой

Таблица 4.10 – Результаты расчёта и выбора посадок для соединений вала вакуумного насоса ВВН1-25 с упругой втулочно-пальцевой муфтой (МУВП)

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Метод сборки		
			запрессовка со смазкой	запрессовка без смазки	нагрев втулки
			Значения		
Коэффициент трения	–	f	0,08	0,12	0,24
Коэффициент смятия шероховатостей отверстия и вала		h_D	0,3	0,35	0,45
Наименьшее давление	МПа	p_{rmin}	14,07	9,38	4,69
Наименьший расчетный натяг	мкм	N_{Pmin}	11,91	7,94	3,97
Наибольшее давление	МПа	p_{rmax}	89,11	89,11	89,11
Наибольший расчетный натяг	мкм	N_{Pmax}	75,40	75,40	75,40
Поправка на смятие шероховатости	мкм	ΔN_R	11,59	13,52	17,38
Наибольший технологический натяг	мкм	N_{Tmax}	84,73	86,66	90,52
Наименьший технологический натяг	мкм	N_{Tmin}	23,50	21,46	21,35
Допуск посадки	мкм	T	61,23	65,20	69,17
Стандартная посадка	–	–	$\text{Ø}65H8/t6,$ $\text{Ø}65H7/t6$	$\text{Ø}65H8/t6,$ $\text{Ø}65H7/t6$	$\text{Ø}65H8/t6,$ $\text{Ø}65H7/t6$



1 – посадка при использовании муфты со стандартным допуском отверстия;
 2 – посадка при использовании муфты с допуском отверстия повышенной точности; I – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом нагрева муфты и методом запрессовки без смазки; II – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; III – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки со смазкой; IV – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки без смазки; V – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом нагрева муфты

Рисунок 4.4. – Диапазон посадок для соединений вала вакуумного насоса ВВН1-25 с упругой втулочно-пальцевой муфтой

Из табл. 4.9 и 4.10 видно, что расчетные наименьшие натяги для Ø65 больше, чем для Ø80. Это обусловлено тем, что через меньшую площадь передается одинаковый вращающий момент. При этом наибольшие расчетные натяги для Ø65 меньше, чем для Ø80, что обусловлено геометрией соединения – прочность меньших диаметров всегда меньше. В связи с этим, допуск посадки у Ø65 меньше, чем у Ø80 и при использовании комбинированной муфты к деталям с меньшим

диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей.

Для соединения вала электродвигателя с муфтой $\varnothing 80$ мм при сборке методом запрессовки получена посадка $H8/t6$, а при нагреве муфты $H8/t7$. Классы допуска $t6$ и $t7$ отсутствуют в рекомендациях ГОСТ 12080-66 [48] на концы валов. При этом обеспечивается передача вращающего момента без рисков проворачивания соединения. Для соединения вала ВВН с муфтой $\varnothing 65$ мм при любом виде сборки получена посадка $H8/t6$, при которой наибольший натяг на 4 мкм превышает установленную границу наибольшего технологического натяга, что может привести к разрушению чугунной муфты. Посадка удовлетворяющая всем требованиям $H7/t6$, но при классе допуска отверстия $H7$ заводу-изготовителю муфт необходимо повысить точность оборудования или селективный подбор для обеспечения попадания муфт в пределы допуска $\varnothing 65^{+0,03}$.

Таким образом, рассчитаны и выбраны посадки для соединений комбинированной упруго-втулочной пальцевой муфты с валом электродвигателя А280S8 и валом вакуумного насоса ВВН1-25. Выявлено, что при использовании комбинированной муфты к деталям с меньшим диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей.

4.4 Расчет усилия распрессовки для выбранных посадок

Существует три укрупненных технологических методов формирования соединений с натягом: продольный (осевой), поперечный и комбинированный. При продольном методе сборки происходит взаимное деформирование деталей одновременно с продольной ориентацией сопрягаемых поверхностей. При поперечном методе сборки сначала осуществляется продольная взаимная ориентация сопрягаемых деталей, а затем их взаимное деформирование.

Продольной метод может быть реализован путем приложения статической нагрузки, при этом посадка формируется путем запрессовки вала в отверстие (или наоборот) со смазкой или без смазки. Использование масла, вводимого под

давлением в зону контакта при формировании и разборки соединения, гидропрессовым методом позволяет предохранить сопрягаемые поверхности от задиров при многократных разборках и сборках [139]. В ряде случаев для уменьшения коэффициента трения на сопрягаемые поверхности может быть нанесено гальванопокрытие.

Также продольный метод сборки может быть реализован путем приложения динамической нагрузки, такой как: вибрационной, ударно-импульсной, крутильно-ударно-импульсной. Недостатком данного метода является высокая вероятность появления взаимных перекосов сопрягаемых деталей, чрезмерного перенапряжения и даже разрушения. Поперечный метод сборки является более предпочтительным, так как формируется наиболее прочное соединение и при этом меньше сминаются неровности у сопрягаемых поверхностей.

При комбинированном методе сборки посадка формируется путем воздействия прессы при нагретой охватывающей детали.

При апробации методики расчета предельных функциональных натягов цилиндрических соединений приводов со шпонкой для передачи крутящего момента было предложено использовать два продольных метода сборки (со смазкой и без смазки) и один поперечный (нагрев муфты) (п. 4.2, п. 4.3). Расчет необходимых усилий для запрессовки и распрессовки выбранных посадок проведен по формулам (2.18, 2.19). Исходные данные и результаты расчета усилия запрессовки и распрессовки для выбранных посадок представлены в табл.4.11.

Таблица 4.11 – Исходные данные и результаты расчет усилия запрессовки и распрессовки для выбранных посадок

Параметр	Посадка			
	Ø50H8/v7	Ø30H7/v7	Ø80H8/t6	Ø65H8/t6
	Значения			
Диаметр соединения, м	0,05	0,03	0,08	0,065
Длина соединения, м	0,058	0,058	0,17	0,105
Натяг максимальный, мм	0,109	0,076	0,094	0,085
Натяг минимальный, мм	0,042	0,034	0,029	0,036
Допуск вала, мм	0,025	0,021	0,019	0,019
Допуск отверстия, мм	0,039	0,021	0,046	0,003
Коэффициент трения	0,08			
Наибольшее давление, МПа	111,34	131,78	91,76	89,11
Наибольший вероятностный натяг, мм	0,099	0,070	0,086	0,078
Усилия запрессовки и распрессовки, кН	73,4	52,9	288	141

Из расчетных данных, представленных в табл. 4.11 видно, что для исследуемых посадок необходимое усилие запрессовки и распрессовки находится в диапазоне от 7,3 до 28,8 тонны. Поэтому целесообразно использовать гидравлический съемник с номинальным усилием 30 тонн. Например, гидравлический съемник КВТ СГ-30 79862 (рис.4.5), который предназначен для демонтажа наружных подшипников, зубчатых колес, шестерен, шкивов, втулок и других элементов, имеющих посадку с натягом. Устройство осуществляет снятие с усилием 30 тонн без повреждения детали.

Съемник (рис. 4.5) состоит из корпуса гидроцилиндра, упорного штока, захватов (лап) и быстроразъемного соединения (БРС). Внешний насос подключается к съемнику с помощью рукава высокого давления через БРС. Подача рабочей жидкости в полость гидроцилиндра съемника под давлением происходит за счет приведения в работу внешнего гидравлического насоса. Инструмент используют в автосервисах во время диагностики и технического обслуживания транспортных средств. Ход штока составляет 50 мм.



Рисунок 4.5 – Гидравлический съемник КВТ СГ-30 79862

4.5 Определение температуры нагрева муфты для выбранных посадок

Сборка соединений методом нагрева втулки является более энергозатратной, так как для нагрева необходимо использовать индукционные или электрические установки. При этом качество сборки будет выше, чем у продольного метода.

В случае поперечного метода сборки необходимо определить температуру нагрева муфты по зависимости [85]:

$$t_D \approx \frac{N_{Cmax} + S_{сб}}{\alpha_D \cdot d_n} + t_{сб}, \quad (4.1)$$

где $S_{сб}$ – зазор при сборке (берется равным отклонению «G» для соответствующего номинального размера), м; $t_{сб}$ – температура окружающей среды при сборке, °С, принимаем $t_{сб} = 20$ °С.

Исходные данные и результаты расчета температуры нагрева муфты для выбранных посадок представлены в табл. 4.12.

Таблица 4.12 – Исходные данные и результаты расчета температуры нагрева муфты для выбранных посадок

Параметр	Посадка			
	$\varnothing 50H8/v7$	$\varnothing 30H7/v7$	$\varnothing 80H8/t6$	$\varnothing 65H8/t6$
	Значения			
Диаметр соединения, м	0,05	0,03	0,08	0,065
Натяг максимальный, мм	0,109	0,076	0,094	0,085
Коэффициент линейного расширения материала муфты	$11,3 \cdot 10^{-6}$	$11,3 \cdot 10^{-6}$	$10 \cdot 10^{-6}$	$10 \cdot 10^{-6}$
Зазор при сборке, мм	0,009	0,007	0,01	0,01
Температура нагрева муфты, °С	228,8	267,8	163,8	166,2

Температура нагрева стальных деталей с термообработкой не должна превышать 200-300 °С, иначе происходит низкий или средний отпуск. Из табл. 4.12 видно, что для цепных муфт, изготовленных из стали для создания зазора при сборке необходимо обеспечить температуру нагрева муфты 228,8 °С для муфты диаметром 0,05 м, для диаметра 0,03 м температура нагрева – 267,8 °С. В нашем случае, для стальных цепных полумуфт рассчитанная температура нагрева не превышает установленных пределов. Также полумуфты, изготовленные из стали не подвергаются технологическим процессам термообработки, поэтому нагрев до 300 °С не будет оказывать существенное влияние на эксплуатационные параметры муфты [58]. Кроме этого, нагрев стали от 200 °С до 400 °С приводит к изменению формы кристаллов мартенсита и, как следствие, значительно снижаются внутренние напряжения, сталь становится достаточно твёрдой и не слишком хрупкой, что улучшает её эксплуатационные свойства.

Для чугунных полумуфт при температуре нагрева свыше 700 °С начинаются перлитные превращения [31]. Прочность серого чугуна с повышением температуры до 300-400 °С изменяется незначительно, иногда наблюдается некоторое повышение прочности серого чугуна при температурах до 350 °С. В нашем случае, для создания зазора при сборке МУВП, изготовленных из серого чугуна, достаточно температур не выше 170 °С, что также не превышает установленных пределов и не повлияет на эксплуатационные параметры муфты.

4.6 Выводы

1. В результате проведенного анализа нормативной и конструкторской документации установлено, что большинство рекомендованных в ГОСТ посадок не обеспечивают заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов, при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей.

2. Усовершенствована методика расчета наименьшего функционального натяга для цилиндрических соединений со шпонкой, базирующийся на постулатах необходимости передачи заданного вращающего момента, а также с учетом специфики геометрии деталей в соединении со шпонкой. Усовершенствована методика расчета наибольшего функционального натяга, базирующееся на положении теории сопротивления материалов и теории прочности, с учетом геометрии соединяемых деталей. Предложена методика корректировки функциональных натягов с учетом: смятия шероховатостей поверхности деталей при их сборке различными методами, температурных деформаций деталей в процессе эксплуатации, повторной перепрессовки при ремонте, увеличения давления у торцов отверстия при сборке.

3. Разработана методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками. Предложено при расчете усилия распрессовки учитывать наибольший вероятностный натяг, а для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях предложено наибольший натяг ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения. Для исследуемых посадок необходимо усилие запрессовки и распрессовки от 7,3 до 28,8 тонн.

4. Расчетным путем доказано, что в редукторах Н090.40 завода «Моссельмаш» наиболее целесообразно применять посадку $\text{Ø}50\text{H}8/\text{u}8$, получаемую при сборке методом нагрева втулки, она более стабильна по диапазону натягов, а восьмой квалитет при обработке вала обеспечить легче.

Проведены расчеты для выбора посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.20 завода «Моссельмаш», получена посадка $\text{Ø}30\text{H}7/\text{v}7$.

Установлено, что для соединения вала электродвигателя с муфтой при сборке методом запрессовки целесообразно применять посадку $\text{Ø}80\text{H}8/\text{t}6$, а при нагреве муфты $\text{Ø}80\text{H}8/\text{t}7$. Для соединения вала насоса ВВН с муфтой при любом виде сборки наиболее целесообразно применять посадку $\text{Ø}65\text{H}7/\text{t}6$. В результате анализа полученных расчётов выявлено, что при использовании комбинированной муфты к деталям с меньшим диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей.

5. В результате внедрения новых посадок в соединениях цепных муфт с валами в приводах картофелеуборочных комбайны КПК-2-01 увеличится средняя наработка на отказ, уменьшится трудоемкость текущего ремонта и время простоя комбайнов в ремонте. Суммарный годовой экономический эффект от применения предлагаемых посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на один картофелеуборочный комбайн КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1. Оценка влияния проектных предложений на показатели надежности картофелеуборочного комбайна КПК-2-01

Оценка влияния проектных предложений на показатели надежности была проведена на примере картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, как наиболее широко используемой модели картофелеуборочного комбайна в сельскохозяйственных предприятиях Центрального федерального округа РФ [32].

В качестве исходных данных для расчета были приняты результаты испытаний картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, проведенные на полях сельскохозяйственных предприятий Рязанской, Тульской и Московской области и в республике Мордовия [33]. Распределение отказов рабочих и вспомогательных органов картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 в расчете на 1 машину в год представлены в табл.5.1.

Таблица 5.1 – Распределение отказов рабочих и вспомогательных органов картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 в расчете на 1 машину в год [33]

Конструктивные элементы картофелеуборочной машины	Количество отказов
Ходовая часть	0,33
Приводные механизмы и узлы	4,22
Рабочие органы (без учета привода):	
– подкапывающие	2,33
– комкоразрушающие	–
– первый транспортер	3,44
– второй транспортер	1,78
– ботвоудаляющее устройство	2,67
– горка	2,89
Выгрузной транспортер	1,56
Итого	19,22



Рисунок 5.1. – Процентное распределение отказов рабочих и вспомогательных органов картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 в расчете на 1 машину в год [33]

Из табл. 5.1 видно, что наибольшее количество отказов приходится на приводные механизмы и узлы картофелеуборочного комбайна, они составляют 22% от общего количества отказов (рис. 5.1). Приводные механизмы картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 состоят из 2-х карданных передач, 4-х редукторов, валов и 10 цепных муфт (20 полумуфт со шпонками). Таким образом, вероятность отказа цепной полумуфты составит: $20/26 = 0,77$.

После внедрения проектных предложений, количество отказов в приводных механизмах и узлах картофелеуборочного комбайна, приходящиеся на цепные полумуфты составит: $4,22 \cdot (1 - 0,77) = 0,97$ в расчете на 1 машину в год.

Следовательно, количество отказов, приходящихся на приводные механизмы и узлы картофелеуборочного комбайна при внедрении проектных

предложений снизится на 3,25 отказа в год в расчете на 1 машину, за счет чего суммарное количество отказов в год составит 15,97 в расчете на 1 машину. Трудоемкость ремонтных работ и удельный простой в ремонте уменьшится по отношению к базовой на 17%.

Сравнительная оценка эксплуатационных показателей базового и усовершенствованного вариантов картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, представлена в табл. 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты исследования эксплуатационных показателей усовершенствованного картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 [33]

Показатель	Единица измерения	Вариант	
		базовый	улучшенный
		Значение	
Средняя годовая наработка: – в часах чистой работы – в гектарах убранной площади	ч га	125,0 35,0	
Среднегодовое кол-во отказов в расчете на 1 машину	–	19,22	15,97
Средняя наработка на отказ: – в часах чистой работы – в гектарах убранной площади	ч га	6,5 1,82	7,6 2,13
Трудоемкость текущего ремонта в расчете: – на чистое время работы – в гектарах убранной площади	(чел·ч)/ч (чел·ч)/га	0,22 0,78	0,18 0,65
Удельный простой в ремонте в расчет: – на чистое время работы – в гектарах убранной площади	дней/ч дней/га	0,0223 0,0796	0,018 0,067

Из табл. 5.2 видно, что в результате внедрения новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, за счет снижения среднегодового количества отказов в расчете на 1 машину, увеличится средняя наработка на отказ, уменьшатся трудоемкость текущего ремонта и удельный простой комбайна в ремонте.

Полученные расчетные значения (табл. 5.2) свидетельствуют об эффективности новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01.

5.2 Расчет экономического эффекта от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01

Экономического эффекта от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01 будет складываться из двух составляющих, формула [100]:

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2. \quad (5.1)$$

экономического эффекта за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 (\mathcal{E}_1);

экономического эффекта за счет уменьшения времени простоя при отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 (\mathcal{E}_2).

Экономический эффект за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 рассчитывают по формуле [100]:

$$\mathcal{E}_1 = Z_1^6 - Z_1^y, \quad (5.2)$$

где Z_1^6 , Z_1^y – годовые затраты на текущий ремонт одного комбайна у базового варианта и улучшенного соответственно, р.

Годовые затраты на текущий ремонт одного комбайна рассчитывают по формуле [100]:

$$Z_1 = T_p t_{нч} k_{СФР}, \quad (5.3)$$

где T_p – годовая трудоемкость работ по текущему ремонту, чел·ч; $t_{нч}$ – средняя стоимость одного нормо-часа работы специалиста по ремонту комбайна, руб./нормо-час; $k_{СФР}$ – коэффициент, учитывающий обязательные отчисления в Социальный фонд России.

Используя данные, представленные в табл. 5.2 годовая трудоемкость работ по текущему ремонту будет рассчитана по формуле [100]:

$$T_p = W_q T_q, \quad (5.4)$$

где $W_{\text{ч}}$ – средняя годовая наработка комбайна в часах чистой работы, ч; $T_{\text{ч}}$ – трудоемкость текущего ремонта в расчете на чистое время работы, (чел·ч)/ч.

Результаты расчёта экономического эффекта за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 представлены в табл. 5.3.

Таблица 5.3 – Результаты расчетов экономического эффекта за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01

Показатель	Единица измерения	Вариант	
		базовый	улучшенный
		Значение	
Годовая трудоемкость работ по текущему ремонту	чел·ч	27,5	22,5
Средняя стоимость одного нормо-часа работы специалиста	руб./ нормо-час	1800	
Коэффициент, учитывающий обязательные отчисления в Социальный фонд России	–	0,3	
Затраты на текущий ремонт одного комбайна	руб.	64350	52650
Годовой экономический эффект	р/год	11700	

Из табл. 5.3 видно, что за счёт снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 произойдет уменьшение затрат на текущий ремонт. Годовой экономический эффект за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 в расчете на 1 комбайн составит 11700 руб.

Экономический эффект за счет уменьшения времени простоя при отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 рассчитывают по формуле [100]:

$$Э_2 = C_2^{\text{б}} - C_2^{\text{у}}, \quad (5.5)$$

где $C_2^{\text{б}}$, $C_2^{\text{у}}$ – стоимость неубранного картофеля по причине простоя комбайна при отказе для базового и улучшенного варианта соответственно, руб.

Стоимость неубранного картофеля по причине простоя комбайна при отказе рассчитывают по формуле [100]:

$$C_2 = T_{\text{ПР}} S_{\text{Н}} U_{\text{К}} C_{\text{К}}, \quad (5.6)$$

где $T_{\text{ПР}}$ – среднегодовое время простоя комбайна при отказе, дней; $S_{\text{Н}}$ – количество неубранной площади по причине простоя при отказе, га; $U_{\text{К}}$ – средняя урожайность картофеля, ц/га; $C_{\text{К}}$ – средняя стоимость тонны картофеля, руб./ц.

Используя данные, представленные в табл. 5.2, среднегодовое время простоя комбайна при отказе рассчитывают по формуле [100]:

$$T_{\text{ПР}} = W_{\text{ч}} t_{\text{р}}, \quad (5.7)$$

где $t_{\text{р}}$ – время удельного простоя комбайна в ремонте в расчет на чистое время работы, дней/ч.

Результаты расчёта экономического эффекта за счет уменьшения времени простоя при отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 представлены в табл. 5.4.

Таблица 5.4 – Результаты расчетов экономического эффекта за счет уменьшения времени простоя при отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01

Показатель	Единица измерения	Вариант	
		базовый	улучшенный
		Значение	
Среднегодовое время простоя комбайна при отказе	день	2,8	2,3
Количество неубранной площади по причине простоя при отказе	га	6,3	5,15
Средняя урожайность картофеля в Центральном федеральном округе*	ц/га	110	
Средняя стоимость тонны картофеля	р/ц	800	
Стоимость неубранного картофеля	тыс. руб.	552	453
Годовой экономический эффект	тыс. руб.	99	

* по данным Федеральной службы государственной статистики (https://rosstat.gov.ru/bgd/regl/B11_14p/IssWWW.exe/Stg/d02/15-21.htm)

Из табл. 5.4 видно, за счет снижения среднегодового количества отказов в расчете на 1 машину, уменьшится среднегодовое время простоя комбайна при отказе. Годовой экономический эффект за счет уменьшения времени простоя при

отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 в расчете на 1 комбайн составит 99 тыс. руб.

Таким образом, по формуле (5.1) суммарный годовой экономический эффект от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на 1 картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

5.3 Выводы

1. В результате внедрения новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, за счет снижения среднегодового количества отказов в расчете на 1 машину, увеличится средняя наработка на отказ, уменьшатся трудоемкость текущего ремонта и удельный простой комбайна в ремонте.

2. Полученные расчетные значения свидетельствуют об эффективности новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01.

3. Определены источники формирования экономического эффекта от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в картофелеуборочном комбайне КПК-2-01.

4. Суммарный годовой экономический эффект от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на 1 картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенного анализа нормативной и конструкторской документации установлено, что большинство рекомендованных в ГОСТ посадок не обеспечивают заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов, при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей.

2. Усовершенствована методика расчета наименьшего функционального натяга для цилиндрических соединений со шпонкой, базирующийся на постулатах необходимости передачи соединением заданного вращающего момента, а также с учетом специфики геометрии деталей в соединении со шпонкой. Разработана методика расчета наибольшего функционального натяга, базирующееся на положении теории сопротивления материалов и теории прочности, с учетом геометрии соединяемых деталей. Предложена методика корректировки функциональных натягов с учетом: смятия шероховатостей поверхности деталей при их сборке различными методами, температурных деформаций деталей в процессе эксплуатации, повторной перепрессовки при ремонте, увеличения давления у торцов отверстия при сборке.

3. Разработана методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками. Предложено при расчете усилия распрессовки учитывать наибольший вероятностный натяг, а для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях предложено наибольший натяг ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения. Для исследуемых посадок необходимо усилие запрессовки и распрессовки от 1,4 до 7,3 тонны.

4. Расчетным путем доказано, что наиболее целесообразно применять посадку $50H8/u8$, получаемую при сборке методом нагрева втулки, так как она более стабильна по диапазону натягов и точность обработки вала более низкая и, следовательно, себестоимость обработки вала будет ниже.

Проведены расчеты для выбора посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.20 номинальным диаметром $\varnothing 30$ производства завода «Моссельмаш». В результате расчётов получена посадка $\varnothing 30H7/v7$.

Установлено, что для соединения вала электродвигателя с муфтой $\varnothing 80$ мм при сборке методом запрессовки наиболее целесообразно применять посадку $H8/t6$, а при нагреве муфты $H8/t7$. Для соединения вала ВВН с муфтой $\varnothing 65$ мм при любом виде сборки наиболее целесообразно применять посадку $H7/t6$. В результате анализа полученных расчётов выявлено, что при использовании комбинированной муфты к деталям с меньшим диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей.

5. В результате внедрения новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, за счет снижения среднегодового количества отказов в расчете на 1 машину, увеличится средняя наработка на отказ, уменьшатся трудоемкость текущего ремонта и удельный простой комбайна в ремонте.

Суммарный годовой экономический эффект от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на 1 картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

Рекомендации к производству

1. Для повышения надежности и долговечности при проектировании цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками новой сельскохозяйственной техники и ее ремонте назначать посадки с натягом. Величины предельных технологических натягов рассчитывать по специально разработанной методике.

2. Для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях при проектировании новой сельскохозяйственной техники и ее ремонте предложено наибольший натяг цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Проведенные диссертационные исследования могут служить основой для дальнейшего развития и совершенствования норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Перспективными направлениями развития темы являются:

1. Разработка стохастической модели параметров рассеяния функциональных и конструктивных натягов в приводах цилиндрических соединений со шпонкой с учетом рассеяния таких параметров как: действительные размеры сопрягаемых деталей, коэффициент трения при сборке, физико-механические свойства сопрягаемых материалов и т.д.;

2. Разработка стохастической модели отказа в приводах цилиндрических соединений со шпонкой для обоснования необходимого запаса точности при выборе посадки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Chen X. Dynamic behavior analysis of rigid-flexible coupling planar mechanism considering dry clearances and lubrication clearances / X. Chen, T. Wang // *J. of Mechanical Science and Technology*. – 2023. – Vol. 37. <https://doi.org/10.1007/s12206-023-0302-3>
2. Chu Z., Analysis of uncertainty relation of pin-shaft fitting in mechanical system with clearance / Z. Chu, D. Hu // *Vibroengineering PROCEDIA*. – 2021. – Vol. 38. – P. 113. <https://doi.org/10.21595/vp.2021.22099>
3. Erokhin, M.N. Production and Repair of Agricultural Equipment: Analysis by the 5M Principle. / M.N. Erokhin, O.A. Leonov, N.Z. Shkaruba // *Russ. Engin. Res.* – Vol. 43. – P. 1242–1245 (2023). <https://doi.org/10.3103/S1068798X23100076>
4. Golubev I.G., Modernizing Machines to Extend Their Life / I.G. Golubev, N.S. Sevryugina, A.S. Apatenko, A.Yu. Fomin // *Russian Engineering Research*. – 2023. – Vol. 43. – № 3. – P. 258. <https://doi.org/10.3103/s1068798x23040111>
5. Harshanand P., Flexible Coupling – A Research Review / P. Harshanand, G.D. Mehta // *Machines, Mechanism and Robotics*. – 2019. – P. 887. <https://doi.org/10.1108/RIA-10-2022-0249>
6. Khidir, T.C. Design and Analysis of Bushed Pin Flexible Coupling / T.C. Khidir // *Int. J. of All Research Education and Scientific Methods*. – 2017. – Vol. 5. – No. 4. – P. 38.
7. Leonov, O. A. Interference Fits in Complex Loading / O. A. Leonov, N. Z. Shkaruba, Y. G. Vergazova // *Russian Engineering Research*. – 2021. – Vol. 41 – No. 6. – P. 489-492. – DOI 10.3103/S1068798X21060149.
8. Leonov, O. A., Justification of Keyed Joint Fits / O. A. Leonov, N. Zh. Shkaruba, Yu. G. Vergazova, D. U Khasyanova // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2022. – Vol. 51 – No. 6. – P. 548-553. – DOI 10.3103/S1052618822060073.
9. Leonov, O.A., Fit of Elastic Sleeve–Pin Couplings with Shafts / O.A. Leonov, N.Z. Shkaruba, Y.G. Vergazova, P.V. Golinitiski, D.A. Pupkova // *Russian*

Engineering Research. – 2023. – Vol. 43 (4). – P. 399.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X2305012X>

10. Liu Y, Zhu D, Pierre D, Gilbert JL. Fretting initiated crevice corrosion of 316LVM stainless steel in physiological phosphate buffered saline: Potential and cycles to initiation. / Y Liu, D Zhu, D Pierre, JL Gilbert // *Acta Biomater.* – 2019 – Oct 1;97:565-577. – doi: 10.1016/j.actbio.2019.07.051. Epub 2019 Jul 30. PMID: 31374339.

11. Melezhik R., Load simulation and substantiation of design values of a pin flexible coupling with a flexible disk-type element / R. Melezhik, D. Vlasenko // *Mining Science and Technology.* – 2021. – Vol. 6. – P. 128. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2021-2-128-135>

12. Melnyk V., Developing a system and criteria for directed choice of technology to provide required quality of surfaces of flexible coupling parts for rotor machines / V. Melnyk, V. Vlasovets, I. Konoplianchenko, V. Tarellyk, M. Dumanchuk, V. Martsynkovskyy, Y. Semirnenko, S. Semirnenko // *J. of Physics: Conf. Series.* – 2021. – Vol. 1741. – P. 012030. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012030>

13. Sergeyev, S. A. Assessment of the impact of the constructive and technology parameters on the quality of the chain couplings and the subsystems / S. A. Sergeyev, V. M. Tolmacheva, S. G. Boev [et al.] // *Journal of Advanced Research in Technical Science.* – 2019. – No. 15. – P. 14-17. – DOI 10.26160/2474-5901-2019-15-14-17. – EDN HDKHFK.

14. Shkaruba N., Theoretical foundations of the application of intergroup interchangeability of the «piston - cylinder liner» connections in the overhaul of engines / N. Shkaruba, O. Leonov, G. Temasova, P. Golinitskiy, U. Antonova // *J. of Physics: Conf. Series.* 2020. – Vol. 1679. – P. 052065. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1679/5/052065>

15. Shkaruba, N. Z. Permissible Measurement Error in Monitoring the Shape and Position of Surfaces / N. Z. Shkaruba, O. A. Leonov // *Russian Engineering Research.* – 2021. – Vol. 41, No. 3. – P. 211-214. – DOI 10.3103/S1068798X21030175.

16. Tadeo, A.T. A Comparison of Flexible Coupling Models for Updating in Rotating Machinery Response / A.T. Tadeo, K.L. Cavalca // J. of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2003. – Vol. 25 (3). – P. 235.
17. Wang G. Study on compensatory magnitude of axial misalignment for flexible couplings assembled by interference fit / G. Wang, H. Chen, S. Qi, J. Wu, L. Yu // Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. –2011. – P. 745. – <https://doi.org/10.1115/GT2011-45347>
18. Wang J. Fretting Fatigue Experiment and Analysis of AlSi9Cu2Mg Alloy. / J Wang, H Xu, T Su, Y Zhang, Z Guo, H Mao, Y Zhang. Materials (Basel). – 2016 Dec 5;9(12):984. – doi: 10.3390/ma9120984. PMID: 28774103; PMCID: PMC5457003.
19. Xu M. Vibration characteristics and condition monitoring of internal radial clearance within a ball bearing in a gear-shaft-bearing system / M. Xu, Y. Han, X. Sun, Y Shao., F. Gu, A. Ball // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2022. – Vol. 165. – P. 108280. – <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108280>
20. Yang Z. Tolerance analysis method considering multifactor coupling based on the Jacobian-torsor model / Z. Yang, W. Yang, T. Gao, Y. Zhang // Advances in Mechanical Engineering. – 2022. – Vol. 14. – 168781322211402. – <https://doi.org/10.1177/16878132221140215>
21. Yuming L. Optimization method for the assembly pose of parts considering manufacturing deviations and contact deformations / L. Yuming, Y. Zhao, Q. Lin, S. Liu, E. Ge, W. Wang // Robotic Intelligence and Automation. – 2023. – Vol. 43. – P. 338.
22. Аверин, В.А. Современные возможности защиты машин и оборудования от фрикционного, абразивного и коррозионного износа / В.А. Аверин, В.В. Евенко // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2023. – № 37. – С. 76-78.
23. Айтмухамбетов, И.Е. Пластическая деформация. Методы и применение / И.Е. Айтмухамбетов, Т.Ю. Никонова // Научный журнал. 2020. №3 (48). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/plasticheskaya-deformatsiya-metody-i-primeneniye> (дата обращения: 15.02.2023).

24. Алифанов А.В. Актуальные проблемы прочности : в 2 томах / А. В. Алифанов, В. А. Андреев, А. А. Антанович [и др.]. Том 1. – Витебск : Витебский государственный технологический университет, 2018. – 422 с. – ISBN 978-985-481-558-9. – EDN UWHMOP.
25. Андреева, Е.В. Анализ использования техники на молочных фермах / Е.В. Андреева // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2009. – № 2. – С. 557.
26. Баганов Н.А. Оценка качества ремонта автотракторных двигателей / Н. А. Баганов, Ю. И. Жевора, Р. В. Павлюк [и др.] // Технический сервис машин. – 2022. – № 2(147). – С. 67-75. – DOI 10.22314/2618-8287-2022-60-2-67-75.
27. Баженов Ю. В. Основы надежности и работоспособности технических систем : учеб. пособие / Ю. В. Баженов, М. Ю. Баженов ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2017 – 267 с.
28. Башкарев, А. Я. Полимерные покрытия для борьбы с фреттинг-коррозией / А. Я. Башкарев, В. Ю. Бессонова, А. В. Кущенко // Вестник машиностроения. – 2023. – Т. 102, № 12. – С. 1046-1049. – DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-12-1046-1049.
29. Бежелукова Е.Ф. Исследование посадок с натягом в соединениях деталей из пластических масс с металлом / Бежелукова Е. Ф. - 1963. – 233 с.
30. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры (натяги) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках / О.М. Беломытцев // Вестник СГАУ. – 2009. – №3-3. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/opredelenie-vliyaniya-razlichnyh-faktorov-na-zazory-natyagi-i-vliyanie-natyagov-na-raspredelenie-nagruzki-po-telam-kacheniya-v> (дата обращения: 26.02.2023).
31. Богодухов С.И. Термическая обработка износостойких чугунов / С.И. Богодухов, И.Ш. Тавтилов, Нгуен Хоанг Линь // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2017. – №6. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/termicheskaya-obrabotka-iznosostoykih-chugunov> (дата обращения: 23.02.2023).

32. Бондарева Г.И. ABC-анализ показателей качества картофелеуборочных комбайнов / Г. И. Бондарева, О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба [и др.] // Сельский механизатор. – 2022. – № 7. – С. 4-5. – DOI 10.47336/0131-7393-2022-7-4-5.

33. Борычев, С.Н. Оценка уровня эксплуатационной надежности технических средств, используемых при уборке картофеля / С.Н. Борычев, И.А. Успенский, Н.В. Бышов, Г.К. Рембалович // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. – 2009. – № 4. – С. 29-31.

34. Буренин, А.А. Большие необратимые деформации и упругое последствие / А.А. Буренин, Л.В. Ковтанюк ; Российская акад. наук, Дальневосточное отд-ние, Федеральное гос. бюджетное учреждение науки Ин-т машиностроения и металлургии, Федеральное гос. бюджетное учреждение науки Ин-т автоматки и процессов управления. Владивосток : Дальнаука, 2013. – 311 с.

35. Буренин, А.А. Возможность повторного пластического течения при общей разгрузке упругопластической среды / А.А. Буренин, Л.В. Ковтанюк, М.В. Полоник // Докл. РАН. – 2000. – Т. 375. – № 6. – С. 767–769.

36. Великанов, Н.Л. Перекачивание жидкости с использованием водокольцевого вакуумного насоса / Н.Л. Великанов, В.А. Наумов, С.И. Корягин // Известия вузов. Машиностроение. – 2020. – №8(725). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/perekachivanie-zhidkosti-s-ispolzovaniem-vodokoltseвого-vakuumnogo-nasosa> (дата обращения: 13.01.2024).

37. Вергазова Ю.Г. Посадки цилиндрических соединений со шпонками для редукторов сельхозмашин / Ю.Г. Вергазова // Инновационная наука. – 2015. – №10-1. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/posadki-tsilindricheskih-soedineniy-so-shponkami-dlya-reduktorov-selhoz mashin> (дата обращения: 27.03.2023).

38. Вергазова Ю.Г. Расчет технологических натягов / Ю.Г. Вергазова // Символ науки. – 2015. – №8. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/raschet-tehnologicheskih-natyagov> (дата обращения: 02.06.2023).

39. Вергазова, Ю.Г. Анализ конструктивных свойств цилиндрических соединений "вал-втулка" со шпонкой сельхозмашин / Ю.Г. Вергазова // Доклады ТСХА, Москва, 03–05 декабря 2019 года. Том Выпуск 292, Часть I. – Москва:

Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2020. – С. 29-32. – EDN DMQLSS.

40. Вергазова, Ю.Г. Взаимозаменяемость цилиндрических соединений со шпонками при изготовлении и ремонте сельскохозяйственной техники : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Вергазова Юлия Геннадьевна. – Москва, 2018. – 136 с.

41. Вергазова, Ю.Г. Изнашивание и восстановление цилиндрических соединений со шпонкой / Ю. Г. Вергазова, О.А. Леонов // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте : Сборник статей VI Всероссийской научно-технической конференции для молодых ученых и студентов с международным участием, Пенза, 19–20 марта 2020 года / Под общей редакцией В.В. Салмина. – Пенза: Пензенский государственный аграрный университет, 2020. – С. 24-26. – EDN FVQZQE.

42. Виноградов, В.Н. Абразивное изнашивание / В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин, Колокольников М.Г. – М., Машиностроение, 1990 г. – 224 с.

43. Гаспарян И. Н. Технологии и машины для производства картофеля / И. Н. Гаспарян, А. Г. Левшин, И. Г. Голубев [и др.] // Картофель и овощи. – 2021. – № 9. – С. 3-8. – DOI 10.25630/PAV.2021.65.12.001.

44. Голиницкий, П.В. Измерение и контроль деталей транспортных и транспортно-технологических комплексов / П.В. Голиницкий, С.К. Тойгамбаев. – Москва : Компания Спутник +, 2018. – 154 с. – ISBN 978-5-9973-4859-5.

45. Горохов, В.А. Восстановление износа деталей машин / В.А. Горохов, О.Г. Девойно, В.П. Иванов [и др.]. – Старый Оскол : ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2020. – 380 с.

46. Горохов, В.А. Восстановление формы и размеров деталей машин : Учебник / В.А. Горохов, В.П. Иванов. – Старый Оскол : ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2019. – 228 с. – ISBN 978-5-94178-661-9.

47. ГОСТ 10748-79 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений

пазов. Допуски и посадки. – Москва: Издательство стандартов, 1999. – URL: <https://gostrf.com/normadata/1/4294840/4294840081.pdf> (дата обращения: 20.01.2023)

48. ГОСТ 12080-66. Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты. – Москва: Издательство стандартов, 1967. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294838/4294838842.pdf> (дата обращения: 22.01.2023)

49. ГОСТ 1412-85. Чугун с пластинчатым графитом для отливок. – Москва: Издательство стандартов, 1987. – URL: <https://korpus.ru/wp-content/uploads/2020/10/4294847556.pdf> (дата обращения: 25.01.2023)

50. ГОСТ 20742-93 Муфты цепные. Параметры и размеры. – Москва: Издательство стандартов, 1996. – URL: <https://gostrf.com/normadata/1/4294832/4294832798.pdf> (дата обращения: 26.02.2023)

51. ГОСТ 21424-93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. – Москва: Издательство стандартов, 1996. – URL: https://www.aksdekom.ru/files/KATALOGI/gost/gost_2142493_mufty_uprugie_vtuloc_hno-pal_cevye_aksdekom.pdf (дата обращения: 11.01.2023)

52. ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – Москва: Издательство стандартов, 1993. – URL: <https://gostrf.com/normadata/1/4294830/4294830700.pdf> (дата обращения: 20.01.2023)

53. ГОСТ 24109-80 Калибры для шпоночных соединений. Допуски. – Москва: Издательство стандартов, 1981. – URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/23726/> (дата обращения: 20.03.2023)

54. ГОСТ 24853-81 Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. – Москва: Издательство стандартов, 1983. – URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/7801/> (дата обращения: 25.01.2023)

55. ГОСТ 25346–2013 Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. – Москва: Издательство стандартов, 1989. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293773/4293773435.pdf> (дата обращения: 20.04.2023)

56. ГОСТ 8.051–81. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм. – Москва: Издательство стандартов, 1982. – URL: <https://rostest.info/gost/001.017.040/gost-8.051-81/> (дата обращения: 20.01.2024)

57. Граков, С. А. Упругие муфты для снижения динамических нагрузок в приводах машин / С. А. Граков // Динамика систем, механизмов и машин. – 2018. – Т. 6. – № 1. – С. 40-44.

58. Гусев А. Д. Общие положения термической обработки сталей / А.Д. Гусев // Наука, образование и культура. – 2019. – №3(37). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obschie-polozheniya-termicheskoy-obrabotki-staley> (дата обращения: 23.02.2023).

59. Дворянинов, Н. В. Жесткие муфты как средство компенсации несоосности валов / Н. В. Дворянинов, Н. А. Жмакин, Е. И. Кубряк // Мир в эпоху глобализации экономики и правовой сферы: роль биотехнологий и цифровых технологий : Сборник научных статей по итогам VIII международной научно-практической конференции, Москва, 15–16 августа 2021 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "КОНВЕРТ", 2021. – С. 115-117.

60. Денисов, В. А. Обеспечение безотказной работы деталей машин с использованием новой системы переменных допусков / В. А. Денисов, А. А. Соломашкин // Инженерные технологии и системы. – 2020. – Т. 30, № 1. – С. 76-91. – DOI 10.15507/2658-4123.030.202001.076-091.

61. Денисов, В.А. Перспективы развития систем допусков в машиностроении / В. А. Денисов, Ю. В. Катаев, А. А. Соломашкин, В. С. Герасимов // Вестник машиностроения. – 2022. – № 5. – С. 21-24. – DOI 10.36652/0042-4633-2022-5-21-24.

62. Дорохов, А. С. Влияние размеров в поле допуска на ресурс изделий / А. С. Дорохов // Грузовик. – 2013. – № 8. – С. 34–37.

63. Дорохов, А. С. Средства контроля качества сельскохозяйственной техники / А. С. Дорохов, К. А. Краснящих, Д. М. Скороходов // Сельский механизатор. – 2015. – № 10. – С. 34-35.

64. Дубровин, Р.Г. Особенности анализа отказов и неисправностей скребковых конвейеров портового зернового перегрузочного комплекса / Р.Г. Дубровин // Эксплуатация морского транспорта. – 2019. – № 3 (92). – С. 3. <https://doi.org/10.34046/aumsuomt92/1>

65. Дунаев, А. В. Повышение ресурса сельскохозяйственной техники / А. В. Дунаев, М. Н. Костомахин // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2021. – № 1. – С. 41-47.

66. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соколов [и др.]. – Москва : Издательство КолосС, 2004. – 462 с.

67. Ерохин, М. Н. Процентная взаимозаменяемость посадок с натягом / М. Н. Ерохин // Вестник машиностроения. – 2020. – № 3. – С. 41–44. DOI 10.36652/0042-4633-2020-3-41-44.

68. Ерохин, М.Н. Анализ математических моделей долговечности карданных передач транспортных и технологических машин / М.Н. Ерохин, А.Г. Пастухов // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2014. – № 1 (1). – С. 11.

69. Жаркевич, О.М. Анализ дефектов валов технологических машин / О.М. Жаркевич, А.В. Жукова, О.А. Нуржанова // Технология машиностроения. – 2022. – № 3. – С. 33-36.

70. Журавлев, С.Ю. Организация и технология технического сервиса сельскохозяйственной техники нового поколения / С. Ю. Журавлев // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2022. – № 7(213). – С. 116-122. – DOI 10.53083/1996-4277-2022-213-7-116-122.

71. Журавлева, Л.А. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических машин: учебное пособие / Л. А. Журавлева, М. В. Карпов;

Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева (Москва). – Электрон. текстовые дан. – Москва, 2022. – 217 с.

72. Звонарев, С.Л. О возможных причинах отказов подшипников качения / С.Л. Звонарев, А.И. Зубко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 3-3 (34). – С. 16.

73. Зиновьев, В.Е. Исследование отказов деталей машин, связанных с фреттинг-коррозией / В.Е. Зиновьев // Труды Международной научно-практической конференции "транспорт-2013", Ростов-на-Дону, 24–26 апреля 2013 года / Ростовский государственный университет путей сообщения. Том Часть 2. – Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2013. – С. 159-161.

74. Иванов, А.И. Основы взаимозаменяемости и технические измерения / А. И. Иванов. - Москва : Колос, 1975. – 495 с.

75. Иванов, А.Ю. Влияние шероховатости поверхности на усилие распрессовки прессовых соединений / А.Ю. Иванов, Д.Б. Леонов // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2013. – №3(85). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-sherohovatosti-poverhnosti-na-usilie-raspressovki-pessovyh-soedineniy> (дата обращения: 24.02.2023).

76. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1998. – 338 с.

77. Изготовление цепных муфт: официальный сайт. – URL: <https://metalval.ru/catalog/tsepnnyye-mufty?ysclid=lvazoojccn173169773> (дата обращения 20.02.2023)

78. Иовлев, Г.А. Сравнительный анализ применения отечественных и зарубежных зерноуборочных комбайнов на предприятиях АПК / Г. А. Иовлев // Внедрение в сельское хозяйство современного автоматизированного оборудования и техники, Екатеринбург, 08–09 февраля 2018 года. – Екатеринбург: Уральский государственный аграрный университет, 2018. – С. 33-45.

79. Использование и применение водокольцевых насосов для доильных установок / Ю. Э. Альбрехт, А. В. Степанов, А. Е. Шонов, У. К. Сабиев // РАЗВИТИЕ научно-инновационного потенциала россии и направления его повышения : сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции, Уфа, 12 мая 2018 года. Том Часть 1. – Уфа: Общество с ограниченной ответственностью "Агентство международных исследований", 2018. – С. 4-7.

80. Кабакова, А. В. Развитие интегрированного метода оценки нагрузочной способности соединений с натягом : специальность 05.02.02 "Машиноведение, системы приводов и детали машин" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кабакова Анна Валерьевна. – Ижевск, 2008. – 184 с.

81. Кировский завод металлоизделий «Техноспектр». URL: https://technospectr.com/cepnaja_mufta (дата обращения: 18.04.2023)

82. Климов, Н. С. Надежность цепных муфт / Н. С. Климов, В. Н. Трубников, С. А. Сергеев // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2016. – № 1(6). – С. 47-53.

83. Козлов, В. Б. Ремонт и восстановление валов, муфт, шлицевых и шпоночных соединений / В. Б. Козлов, А. Б. Истомина, И. Н. Гемба // Главный механик. – 2021. – № 7. – С. 32-43. – DOI 10.33920/pro-2-2107-03.

84. Коновалова, Л. К. Проблемы обеспеченности сельскохозяйственных организаций Верхневолжья техникой нового поколения / Л. К. Коновалова, В. В. Окорков // АПК: экономика, управление. – 2023. – № 11. – С. 116-127. – DOI 10.33305/2311-116.

85. Корнеев В. М. Технология ремонта машин: учебник / В. М. Корнеев [и др.]; Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К. А. Тимирязева (Москва). — Москва: РГАУ-МСХА им. К. А. Тимирязева, 2019. — 267 с.

86. Косов, М.Г. Моделирование контактной жесткости деталей с учетом рельефа шероховатости их поверхности / М. Г. Косов, А. А. Корзаков // СТИН. – 2003. – № 12. – С. 23-25.

87. Лебедев А.Т. Исследование качества изготовления основных единиц шпоночных соединений / А. Т. Лебедев, Р. В. Павлюк, А. В. Захарин [и др.] // Технический сервис машин. – 2020. – № 1(138). – С. 106-112. – DOI 10.22314/2618-8287-2020-58-1-106-112.

88. Лебедев, А. Т. Особенности работы и долговечность шпоночных соединений механических приводов / А. Т. Лебедев, Р. В. Павлюк, А. В. Захарин [и др.] // Наука в центральной России. – 2018. – № 2(32). – С. 12-19.

89. Леонов О. А. Расчет допусков калибра-пробки для контроля диаметров отверстий втулок промежуточного вала при ремонте двигателей ЗМЗ / Н. Ж. Шкаруба, Г. Н. Темасова [и др.] // Вестник НГИЭИ. – 2021. – № 7(122). – С. 48-58. – DOI 10.24412/2227-9407-2021-7-48-58.

90. Леонов О.А. Расчет и выбор посадок с натягом для восстановления поверхности вала под манжету запрессовкой тонкостенных втулок / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова [и др.] // Вестник машиностроения. – 2023. – Т. 102, № 12. – С. 990-994. – DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-12-990-994.

91. Леонов О.А. Реализация теоретических исследований точностных параметров соединений «Вал-втулка со шпонкой» / О.А. Леонов, Ю.Г. Вергазова. // Агроинженерия. – 2015. – №5(69). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/realizatsiya-teoreticheskikh-issledovaniytochnostnyh-parametrov-soedineniy-val-vtulka-so-shponkoj> (дата обращения: 27.02.2023).

92. Леонов О.А. Управление качеством производственных процессов и систем : Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 27.04.02 «Управление качеством» / О.А. Леонов, Н.Ж. Шкаруба, Ю.Г. Вергазова, П.В. Голиницкий. – Москва : Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2018. – 182 с.

93. Леонов, О. А. Основы взаимозаменяемости и технические измерения / О. А. Леонов, Ю. Г. Вергазова. – Москва : Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2020. – 162 с.

94. Леонов, О. А. Расчёт и выбор посадки с зазором с использованием теории гидродинамической смазки / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова [и др.] // *Агроинженерия*. – 2023. – Т. 25 – № 5. – С. 57-61. – DOI 10.26897/2687-1149-2023-5-57-61.

95. Леонов, О. А. Расчет посадок с натягом при комбинированном нагружении / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова // *Вестник машиностроения*. – 2021. – № 3. – С. 25-28. – DOI 10.36652/0042-2021-3-25-28.

96. Леонов, О. А. Расчет посадок соединений упругих втулочно-пальцевых муфт с валами / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова и др. // *Вестник машиностроения*. – 2023. – Т. 102. – № 2. – С. 96–101. – DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-2-96-101.

97. Леонов, О. А. Управление качеством : Учебник для вузов / О. А. Леонов, Г. Н. Темасова, Ю. Г. Вергазова. – 5-е издание, стереотипное. – Санкт-Петербург : ЭБС Лань, 2024. – 180 с. – (Высшее образование). – ISBN 978-5-507-47531-5.

98. Леонов, О.А. Анализ точности изготовления поверхностей валов и отверстий цилиндрического соединения со шпонкой / О.А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова [и др.] // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. – 2023. – № 4. – С. 41-49. – DOI 10.52261/02346206_2023_4_41.

99. Леонов, О.А. Дефектация валов и шестерен с позиции обеспечения качества соединений при ремонте редукторов сельхозмашин / О.А. Леонов, Н.Ж. Шкаруба, Ю.Г. Вергазова // *Агроинженерия*. – 2022. – Т. 24, № 4. – С. 48-52. – DOI 10.26897/2687-1149-2022-4-48-52.

100. Леонов, О.А. Курсовое проектирование по метрологии, стандартизации и сертификации: Учебное пособие. М.:МГАУ, 2002. – 168 с. – ISBN 5–86785–109–5.

101. Леонов, О.А. Обоснование посадок соединений со шпонками / О.А. Леонов, Н.Ж. Шкаруба, Ю.Г. Вергазова, Д.У. Хасьянова // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2022. – № 6. – С. 65–71. – DOI 10.31857/S0235711922060074.

102. Леонов, О.А. Основы взаимозаменяемости / О.А. Леонов, Ю.Г. Вергазова. – Санкт-Петербург : Издательство "Лань", 2021. – 208 с. – ISBN 978-5-8114-6969-7.
103. Леонова, О.В. Надежность механических систем : Учебник / О. В. Леонова. – Москва : Ай Пи Ар Медиа, 2023. – 202 с.
104. Лобачевский, Я. П. Основные направления повышения ресурса быстроизнашиваемых рабочих органов сельскохозяйственных машин / Я. П. Лобачевский, Д. А. Миронов, А. В. Миронова // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2023. – Т. 17, № 1. – С. 41-50. – DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-1-41-50.
105. Лобачевский, Я.П. Создание и развитие систем машин и технологий для комплексной механизации технологических процессов в растениеводстве / Я. П. Лобачевский, Ю. С. Ценч, В. М. Бейлис // История науки и техники. – 2019. – № 12. – С. 46-55.
106. Лысенко, А.П. Композитные упругие муфты / А.П. Лысенко, Б.А. Ярцев // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2018. – № 1(383). – С. 13-28. – DOI 10.24937/2542-2324-2018-1-383-13-28.
107. Мельников, О.М. Оценка показателей качества деталей и соединения «вал-манжета» / О.М. Мельников, С.П. Казанцев, О.В. Чеха // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». – 2019. – №5(93). – С. 8. – <https://doi.org/10.34677/1728-7936-2019-5-8-13>
108. Мельников, О.М. Работоспособность соединений «вал-манжета» и повышение их надежности / О.М. Мельников // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2018. – № 2 (84). – С. 50–54. – DOI 10.26897/1728-7936-2018-2-50-54.
109. Мерданов, Ш.М. Основы технологии машиностроения : Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности "Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование" направления подготовки "Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы" /

Ш. М. Мерданов, В. В. Шефер. – 2-е издание, исправленное и дополненное. – Тюмень : Тюменский индустриальный университет, 2007. – 305 с. – ISBN 5-88465-533-9.

110. Митюрёв А.А. Краткий курс прикладной механики / А. А. Митюрёв, В. В. Гараников, Н. М. Пузырев, А. П. Панасенков ; Митюрёв А.А., Гараников В.В., Пузырев Н.М., Панасенков А.П. – Тверь : Тверской государственный технический университет, 2018. – 260 с. – ISBN 978-5-7995-0956-9.

111. Миф, Н.П. Техничко-экономическое обоснование выбора по точности средств измерений / Н. П. Миф – Москва : Б. и., 1990. – 31 с.

112. Муфта 2000-1S Профиль-Пром: официальный сайт. – Московская область – URL: <https://privod-prom.ru/mufty/333/177979/> (дата обращения 20.02.2023)

113. Насосы ВВН вакуумные водокольцевые для откачки. URL: <https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/nasosy-vvn-vakuumnye-vodokoltsevye-dlya-otkachki-vozdukha-gaza.html> (дата обращения 25.02.2023)

114. ООО «АгроСпецГрупп» URL: <https://www.fd62.ru/> (дата обращения 25.02.2023)

115. Павлюк, Р. В. Исследования геометрических параметров деталей шпоночных соединений / Р. В. Павлюк, В. В. Очинский, А. Т. Лебедев // Научная жизнь. – 2015. – № 1. – С. 12-20.

116. Павлюк, Р. В. К вопросу повышения работоспособности шпоночных соединений / Р. В. Павлюк, А. Т. Лебедев, А. В. Захарин, П. А. Лебедев // Научная жизнь. – 2020. – Т. 15 – № 7(107). – С. 958-964. – DOI 10.35679/1991-9476-2020-15-7-958-964.

117. Павлюк, Р.В. Ремонтный комплект для восстановления работоспособности шпоночных соединений / Р. В. Павлюк // Вестник АПК Ставрополя. – 2012. – № 2(6). – С. 51-54.

118. Палей, М.А. Допуски и посадки: Справочник. В 2 ч. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Т.1. СПб.: Политехника, 1992. – 543 с.

119. Пастухов, А.Г. Обобщенная оценка основных факторов при проектировании техники и технологий в агроинженерии / А.Г. Пастухов, Е.П. Тимашов, Д.Н. Бахарев // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2021. – № 1(29). – С. 17-26.

120. Пупкова, Д. А. Анализ дефектов шпонок и шпоночных пазов в соединении приводов муфт / Д. А. Пупкова // Реинжиниринг и цифровая трансформация эксплуатации транспортно-технологических машин и робототехнических комплексов : Сборник статей Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых Москва, 19–20 декабря 2023 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2023. – С. 229-233.

121. Пупкова, Д. А. Анализ существующих посадок соединений муфт с валами / Д. А. Пупкова // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2023 года. Том 2. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2023. – С. 330-334.

122. Пупкова, Д. А. Применение муфт в сельскохозяйственной технике / Д. А. Пупкова // Наука в современных условиях: от идеи до внедрения : материалы Национальной научно-практической конференции с международным участием, посвященной 80-летию Ульяновского государственного аграрного университета имени П.А. Столыпина, Ульяновск, 15 декабря 2022 года. – Ульяновск: Ульяновский государственный аграрный университет им. П.А. Столыпина, 2022. – С. 946-951.

123. Пучин, Е. А. Технология ремонта машин: Учебник / Е. А. Пучин, В. С. Новиков, Н. А. Очковский и др./ Под ред. Е. А. Пучина. – М.: КолосС, 2007. – 488 с.

124. Редреев, Г. В. Надежность тонкостенных деталей в посадках с натягом / Г. В. Редреев, С. Д. Попов, П. Г. Редреев, А. Н. Русанов // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1-2. – С. 67.

125. Решетов Д.Н. Детали машин. / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

126. Рязанцева, И.Л. Теория и проектирование соединений с гарантированным натягом : Монография / И. Л. Рязанцева. – Омск : федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Омский государственный технический университет", 2015. – 164 с. – ISBN 978-5-8149-2020-1.

127. Ряховский, О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Санкт-Петербург : Издательство "Политехника", 1991. – 384 с. – ISBN 5-7325-0111-8.

128. Савельева Н.Н. Совершенствование конструкции муфты упругой втулочно-пальцевой / Н.Н. Савельева, Я.В. Савельев // Транспортное машиностроение. – 2020. – №8(93). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovershenstvovanie-konstruktsii-mufty-uprugoy-vtulochno-paltsevoy> (дата обращения: 26.02.2023).

129. Свид. 2024619389 Российская Федерация. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ. Программа для расчета наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой / Д.А. Пупкова, Н.Ж. Шкаруба; заявитель и правообладатель ФГБОУ РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева (RU). – №2024619389; рег. 23.04.2024, Реестр программ для ЭВМ. – 1 с.

130. Свид. о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024619390 Российская Федерация. «Расчет наименьшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой» : № 2024618255 : заявл. 16.04.2024 : опубл. 23.04.2024 / Ю. Г. Вергазова, Д. А. Пупкова ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева». – EDN BDZMKP.

131. Семин, А. Н. Сравнительный анализ эффективности функционирования отечественной и зарубежной сельскохозяйственной техники / А. Н. Семин, Г. А. Иовлев // Экономика сельскохозяйственных и перерабатывающих предприятий. – 2018. – № 5. – С. 17-21.

132. Сергеев, С. А. Анализ конструкций цепных муфт / С. А. Сергеев, В. Н. Трубников, С. Г. Боев // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 8. – С. 35-42.
133. Сергеев, С. А. Динамика развития цепных муфт / С. А. Сергеев, В. Н. Трубников, С. Г. Боев // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 5. – С. 32-37.
134. Сергеев, С. А. Напряженно-деформированного состояния элементов цепных муфт / С. А. Сергеев, С. Г. Боев, В. Трубников. – Saarbrücken : LAP LAMBERT, 2017. – 69 с. – ISBN 978-3-659-72421-3. – EDN TFAWML.
135. Сергеев, С. А. Проектирование цепных муфт / С. А. Сергеев, С. Г. Боев. – Старый Оскол : ТНТ, 2017. – 392 с. – ISBN 978-5-94178-271-0.
136. Сергеев, С. А. Рекомендации по изготовлению, монтажу и эксплуатации цепных муфт / С. А. Сергеев // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2013. – № 8. – С. 38-44.
137. Сергеев, С. А. Статическое испытание цепных муфт / С. А. Сергеев // Технология металлов. – 2011. – № 6. – С. 47-49.
138. Сергеев, С.А. К вопросу выполнения вероятностных расчетов цепных муфт / С.А. Сергеев, В.Н. Трубников, С.Г. Боев // Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 4. – С. 36.
139. Сидоров, В.А. Нарушение смазывания, как причина отказа подшипников качения / В.А. Сидоров // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – 2011. – № 3. – С. 49.
140. Скрябин, В. А. Восстановление шпоночных соединений / В. А. Скрябин // Машиностроитель. – 2015. – № 12. – С. 16-20.
141. Соловьёв А.И. Производственные исследования качества поверхности и точности обработки глубокого отверстия в распределительном валу / А.И. Соловьёв, Ш.И. Джафарова // Машиностроение и компьютерные технологии. – 2015. – №11. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/proizvodstvennyie-issledovaniya-kachestva-pooverhnosti-i-tochnosti-obrabotki-glubokogo-otverstiya-v-raspredelitelnom-valu> (дата обращения: 25.03.2023).

142. Стрижевский, А.М. Эксплуатация ленточных конвейеров: разновидности и обслуживание / А. М. Стрижевский, А. А. Гоцев // Инновационные технологии и стратегии развития промышленности : Сборник статей Международной научно-практической конференции, Волгоград, 15 мая 2018 года. – Волгоград: Общество с ограниченной ответственностью "Аэтерна", 2018. – С. 23-27.

143. Тойгамбаев, С.К. Метрология. Стандартизация. Сертификация. / С. К. Тойгамбаев, А.П. Шнырев, П.В. Голиницкий – Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К. А. Тимирязева: Москва, 2017. – 377 с.

144. Учаев, П. Н. Кинематика Привода с цепными муфтами / П. Н. Учаев, С. А. Сергеев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2009. – № 1-1. – С. 43-48.

145. Фазлулин, Э. М. Правила выполнения шпоночных, шлицевых и зубчатых соединений / Э. М. Фазлулин, М. С. Крюков, Н. В. Свисткова ; Под ред. Э.М. Фазлулина. – Москва : Московский Политех, 2021. – 60 с. – ISBN 978-5-276-02639-8.

146. Федулов, В. М. Исследование методов расчета натяга в прессовых соединениях на основе управления технологическими условиями обработки поверхностей : специальность 05.02.08 "Технология машиностроения" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Федулов Виталий Михайлович. – Рыбинск, 2013. – 143 с.

147. Чепурин А. В. Основы теории надежности : Учебник / А. В. Чепурин, О. П. Андреев, Е. Л. Чепурина [и др.]. – Москва : Типография ПМГ, 2023. – 232 с. – ISBN 978-5-605-07401-4.

148. Червяков, Л.М. Методика оптимизации цепных муфт как динамической системы / Л.М. Червяков, С.А. Сергеев, Т.В. Дмитракова // Технология металлов. – 2011. – № 11. – С. 51-55..

149. Черномазов, С.А. Водокольцевые насосы и область их применения / С. А. Черномазов, Р. А. Дружинин // Молодежный вектор развития аграрной науки : материалы 73-й национальной научно-практической конференции студентов и

магистрантов, Воронеж, 01 апреля – 31 2022 года / Воронежский государственный аграрный университет. Том Часть III. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2022. – С. 252-258. – EDN VVPXQM.

150. Шередекин, В.В. Факторы, влияющие на надежность сельскохозяйственной техники / В. В. Шередекин, Д. В. Турищев, Р. П. Скрипников // Проблемы совершенствования машин, оборудования и технологий в агропромышленном комплексе : материалы международной научно-технической конференции, Воронеж, 23–24 октября 2019 года. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2019. – С. 58-62.

151. Шипица, Н.А. Кинетика структурных изменений при усталостном изнашивании / Н. А. Шипица, А. Л. Жарин, Л. И. Маркова, И. Л. Фомихина // Физ. мезомех. – 2004. – №S1-1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/kinetika-strukturnykh-izmeneniy-pri-ustalostnom-iznashivanii> (дата обращения: 25.02.2023).

152. Шкаруба, Н.Ж. Разработка комплексной методики выбора средств измерений линейных размеров при ремонте сельскохозяйственной техники : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шкаруба Нина Жоровна. – Москва, 2006. – 156 с.

153. Этманов, А.В. Стандартизация основных норм взаимозаменяемости: методические указания для выполнения расчетно-графической работы / А.В. Этманов; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2012 – 54 с

154. Яковлев, С. А. Новый способ получения шпоночных соединений на валах и в отверстиях / С. А. Яковлев, Д. Е. Молочников, Л. С. Яковлева // Профессиональное обучение: теория и практика : Материалы v международной научно-практической конференции, Ульяновск, 03 октября 2022 года / ФГБОУ ВО «УлГПУ им. И.Н. Ульянова». Том 2. – Ульяновск: Издательско-полиграфический центр «Гарт» ИП Качалин А.В., 2022. – С. 380-386.

155. Яковлев, С. А. Технологии восстановления шпоночных соединений электромеханической обработкой / С. А. Яковлев, Д. Е. Молочников, Е. В. Сидоров,

М. А. Турков // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : Сборник научных трудов по материалам 82-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 30 января – 01 2024 года. – Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2024. – С. 315-319.

156. Яковлев, С.А. Анализ эффективности современных технологий ремонта соединений шпонка-шпоночный паз вала / С. А. Яковлев, О. Ф. Симонова, И. В. Уткин, М. А. Турков // Актуальные вопросы аграрной науки : Материалы Национальной научно-практической конференции, Ульяновск, 20–21 октября 2021 года. – Ульяновск: Ульяновский государственный аграрный университет им. П.А. Столыпина, 2021. – С. 423-428.

157. Яковлев, С.А. Эффективность электромеханической осадки шпоночных пазов на валах при ремонте машин / С. А. Яковлев, В. И. Курдюмов, О. Ф. Симонова [и др.] // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2021. – Т. 17, № 12(204). – С. 570-573. – DOI 10.36652/1813-1336-2021-17-12-570-573.

158. Якушев, А.И. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей (расчет и выбор) / А.И. Якушев, Е.Ф. Бежелукова, В.Н. Плуталов.– М.: Изд-во стандартов, 1978. – 256 с.

Приложение А. Свидетельства государственной регистрации
программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024619389

«Расчет наибольшего технологического натяга в
цилиндрическом соединении со шпонкой»

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский государственный аграрный университет -
МСХА имени К.А. Тимирязева» (RU)*

Авторы: *Пупкова Дарья Александровна (RU), Шкаруба Нина
Жоровна (RU)*



Заявка № 2024618252

Дата поступления 16 апреля 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 23 апреля 2024 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024619390

**«Расчет наименьшего технологического натяга в
цилиндрическом соединении со шпонкой»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский государственный аграрный университет -
МСХА имени К.А. Тимирязева» (RU)*

Авторы: *Вергазова Юлия Геннадьевна (RU), Пупкова Дарья
Александровна (RU)*



Заявка № 2024618255

Дата поступления 16 апреля 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 23 апреля 2024 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

Приложение Б. Акты внедрения результатов научно-исследовательской работы


www.agromh.com

Общество с ограниченной
ответственностью «Завод «АГРОМАШ»
(ООО «Завод «АГРОМАШ»)

ИНН 2456012447
КПП 213001001
ОГРН 1082456000461

428028, г. Чебоксары,
пр. Тракторостроителей,
д.101, кабинет 114А

Тел.: +7 8352 30-43-33
8 800 700 10 89
info@agromh.com

09.07.2024 № АМ-исх/856
на № _____ от _____

АКТ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

Настоящий акт составлен о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы «Обеспечение норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками при ремонте сельскохозяйственной техники», выполненной в ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА имени К.А. Тимирязева на кафедре метрологии, стандартизации и управления качеством института механики и энергетики имени В.П. Горячкина. Авторы работы: д.т.н., профессор Леонов О.А., д.т.н., доцент Шкаруба Н.Ж., аспирант Пупкова Д.А.

Результатами законченной научно-исследовательской работы являются разработанные методические рекомендации, включающие в себя:

1. Методику расчета наименьшего функционального натяга для цилиндрических соединений со шпонкой, базирующийся на постулатах необходимости передачи соединением заданного вращающего момента, а также с учетом специфики геометрии деталей в соединении со шпонкой.
2. Методику расчета наибольшего функционального натяга, базирующаяся на положении теории сопротивления материалов и теории прочности, с учетом геометрии соединяемых деталей.
3. Методику корректировки функциональных натягов с учетом: смятия шероховатостей поверхности деталей при их сборке различными методами, температурных деформаций деталей в процессе эксплуатации, повторной перепрессовки при ремонте, увеличения давления у торцов отверстия при сборке.

В результате апробации вышеназванных методик установлено, что:

для посадок полумуфт на валы целесообразно применять посадку $50H8/u8$, получаемую при сборке методом нагрева втулки, так как она более стабильна по диапазону натягов и точность обработки вала более низкая и, следовательно, себестоимость обработки вала будет ниже;

для соединений выходного конца вала редуктора с муфтой целесообразно назначать посадки для сборки методом нагрева – $\varnothing 30H7/v7$, а для запрессовки – $\varnothing 30H8/x7$.

Применение новых посадок позволит значительно повысить долговечность соединения, так как полученные посадки имеют гарантированные натяги и крутящий момент будет передаваться через поверхность цилиндрического соединения, а не только шпонкой, как это было при применении старой посадки.

Генеральный директор

Р.А Семенов

РОСТСЕЛЬМАШ

ООО «КЗ «Ростсельмаш»
rostselmash@oaorsm.ru

344029, г. Ростов-на-Дону,
ул. Менжинского, 2

Т 8 800 250-60-04
Ф 8 863 255-20-57

15.04.2024г. № 101 М-6/064
На № _____ от _____

РЕКОМЕНДАЦИИ К ВНЕДРЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

Настоящий документ составлен о рекомендации к внедрению результатов законченной научно-исследовательской работы «Обеспечение норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками при ремонте сельскохозяйственной техники», выполненной в ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева в соответствии с программой научно-исследовательских работ Государственного заказа Министерства сельского хозяйства Российской Федерации на кафедре метрологии, стандартизации и управление качеством. Авторы работы: д.т.н., профессор Леонов О.А., д.т.н., доцент Шкаруба Н.Ж., аспирант Пупкова Д.А.

В качестве объекта внедрения предложены:

1. Компьютерная программа для расчета наименьшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой.
2. Компьютерная программа для расчета наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой.
3. Методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.
4. Методика технико-экономической оценки выбора средств измерений.

Данные методики могут быть использованы как при конструировании, так и при производстве соединений приводов муфт со шпонками в сельхозмашинах, выпускаемых ООО "КЗ "Ростсельмаш".

Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов научно - исследовательской работы будет достигаться за счет снижения внутренних и внешних потерь (из-за неправильного забракования и неправильного принятия) и повышения качества выпускаемой продукции.

Директор по экономике



Мацаков Д.В.