

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО - ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

На правах рукописи

Сухов Александр Вадимович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ И РАЗБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ УЛЬТРАЗВУКА

Специальность 2.5.6 – Технология машиностроения

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Фатюхин Дмитрий Сергеевич

доктор технических наук, доцент

МОСКВА – 2025

Оглавление

Введение	4
1 Анализ проблем, связанных со сборкой и разборкой резьбовых соединений и обзор путей их решения, постановка цели и задач исследования	11
1.1 Общие сведения о резьбовых соединениях	11
1.1.1 Материалы, применяемые для изготовления резьбовых соединений	12
1.1.2 Методы получения резьбы	13
1.1.3 Основные параметры сборки резьбовых соединений	15
1.1.4 Методы контроля сборки резьбовых соединений	18
1.1.5 Разборка резьбовых соединений	20
1.2 Основные проблемы сборки и разборки резьбовых соединений и пути их решения	21
1.3 Возможности ультразвука при сборке и разборке резьбовых соединений	30
1.4 Краткие выводы. Постановка цели и задач исследования	36
2 Планирование, организация и подготовка экспериментального исследования	39
2.1 Планирование и методика экспериментальных исследований	39
2.2 Оборудование для применения ультразвука и контроля параметров	46
2.3 Измерительное и испытательное оборудование	52
2.4 Методика обработки результатов исследований	58
3 Теоретические аспекты процесса сборки резьбовых соединений	62
3.1 Общая физическая характеристика процесса сборки резьбовых соединений	62
3.2 Трибологические особенности взаимодействия тел в резьбовых соединениях	65

3.3	Схемы действия сил при различном наложении ультразвука на резьбовое соединение	70
4	Влияние ультразвуковых колебаний различных типов на сборку резьбового соединения	79
4.1	Сравнение влияния ультразвуковых колебаний различных типов на сборку резьбового соединения	79
4.2	Влияние массы и температуры на сборку резьбовых соединений с помощью ультразвуковых колебаний	102
4.3	Определение степени влияния амплитуды колебаний, массы и температуры собираемого соединения в рамках многофакторного эксперимента	111
4.4	Влияние ультразвуковых колебаний различных типов на разборку резьбового соединения	117
5	Практическое применение результатов исследований	129
5.1	Разработка технологии сборки резьбового соединения	129
5.2	Разработка технологии разборки резьбового соединения	131
5.3	Разработка комплекса ультразвукового оборудования	133
5.4.	Оборудование для сборки и разборки крупногабаритных резьбовых соединений	149
5.5	Технологические рекомендации по сборке и разборке резьбовых соединений с ультразвуком	151
	Заключение	153
	Литература	156
	Приложение А	173

Введение

Конкурентоспособность современной машиностроительной продукции определяется её качеством и эксплуатационными свойствами. Особые требования предъявляются к изделиям транспортного машиностроения, работающим в тяжёлых условиях эксплуатации, в том числе экстремальных.

Наиболее распространенным видом разборных соединений является резьбовое, позволяющее проводить сборку и разборку изделий без их повреждения, создавать требуемые прочность и жесткость соединения, обеспечивать долговечность и сохраняемость конструкции, а также её ремонтпригодность. Резьбовые соединения размеров М8...М24 и их дюймовые аналоги 5/16"...1" составляют порядка 70% всех соединений автомобиля (например, болты заднего моста тракторов John Deere), на которые приходится 25 ... 30% трудоемкости сборки и 25...64 % трудоемкости разборочных работ. По разным оценкам, до 15 ... 20% отказов техники в процессе эксплуатации связано с резьбовыми соединениями. Основными причинами нарушения эксплуатационных характеристик резьбовых соединений являются самоотвинчивание соединений и уменьшение осевой силы вследствие действий знакопеременных и вибрационных нагрузок (например, самоотвинчивание колесных болтов). Перечисленные причины могут приводить не только к отказам отдельных сборочных единиц и агрегатов, но и конструкций и изделий в целом.

Вопросам, связанным с повышением эксплуатационных свойств резьбовых соединений при сборке посвящено большое число работ. Значительное их количество направлено на разработку конструктивных изменений деталей соединений или на создание технологий, основанных на использовании клеев и герметиков, что увеличивает трудоемкость и стоимость как проектирования, так и изготовления соединения. Кроме того, перечисленные способы создают значительные трудности при разборке резьбовых соединений. Наиболее важными факторами, определяющими эксплуатационные свойства резьбового соединения как при сборке, так и при разборке, являются деформация элементов соединения и

равномерность распределения нагрузки на витках резьбы, которые в основном зависят от характера трения. Перспективным направлением повышения эксплуатационных свойств резьбовых соединений является применение ультразвуковых колебаний (УЗК), которое позволяет изменить характер трения при сборке и разборке, а также не требует увеличения трудоемкости изготовления элементов соединения и дополнительных материалов.

Влиянию ультразвуковых колебаний на повышение эффективности процессов сборки и разборки различных соединений деталей машин посвящено значительное количество исследований, в частности, значительный вклад внесли работы Приходько В.М., Казанцева В.Ф., Неверова А.Н., Елизарова В.А., Шуваева В.Г., Штрикова Б.Л., Теплякова А.Ю. и др. Положительный опыт применения ультразвука для интенсификации процессов сборки и разборки позволяет снизить риск отказов техники, увеличить ресурс и открывает возможности для применения элементов резьбового соединения меньших типоразмеров или уменьшению количества резьбовых деталей в изделии без потери качества.

Анализ показал, что в вышеуказанных работах исследуется воздействие одного типа колебаний (преимущественно продольных, реже крутильных) на соединения одного типоразмера (как правило, в пределах М6...М10). Это не позволяет провести полноценное сравнение эффективности различных типов как для сборки, так и для разборки соединений. Пути совершенствования сборки и разборки резьбовых соединений с применением ультразвука являются: выявление и оптимизация таких значимых технологических характеристик, как амплитуда колебаний излучателя; выбор эффективного вида колебаний (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых); создание рациональных технологических решений, обеспечивающих повышение качества резьбовых соединений; разработка и создание цифровых продуктов, позволяющих выбирать и поддерживать оптимальные технологические режимы.

На основании вышеизложенного можно констатировать, что совершенствование технологий сборочно – разборочных работ, обеспечивающих

повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений, является актуальной задачей.

Цель работы – Целью является повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений путём создания равномерной нагрузки в витках резьбы, предотвращения самоотвинчивания соединений, повышения осевой силы без увеличения начального момента завинчивания при сборке; уменьшения требуемого момента отвинчивания и снижения риска повреждения элементов соединения при разборке, за счёт применения ультразвуковых колебаний.

Для достижения цели были поставлены следующие **задачи**:

1. Провести анализ эффективности воздействия ультразвуковых колебаний различного типа (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых) на равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и изменение силы трения в резьбовом соединении при сборке и разборке.

2. Разработать модели силового взаимодействия элементов резьбового соединения при сборке и разборке при приложении продольных, продольно-крутильных, сдвиговых ультразвуковых колебаний.

3. Выявить закономерности влияния акустико-технологических параметров применения ультразвука (амплитуда колебаний, время воздействия, температура элементов соединения) на изменения моментов завинчивания и отвинчивания резьбовых соединений различных типоразмеров.

4. Провести экспериментальные исследования влияния ультразвукового воздействия на изменение момента отвинчивания резьбовых соединений различных размеров, собранных при нормативных моментах завинчивания.

5. Разработать инструменты и технологическую оснастку для передачи ультразвуковых колебаний различного типа (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых) собираемому или разбираемому соединению.

6. Разработать аппаратно-программный комплекс, позволяющий поддерживать заданные технологические режимы работы ультразвукового оборудования при осуществлении сборки и разборки резьбовых соединений.

7. Разработать технологические рекомендации по совершенствованию процессов сборки и разборки резьбовых соединений различных типоразмеров, в том числе расположенных в труднодоступных местах, с применением продольных, продольно-крутильных и сдвиговых ультразвуковых колебаний.

Научная новизна полученных результатов:

1. Выявлена и описана полиномиальными зависимостями взаимосвязь основных акустико-технологических параметров процесса сборки (амплитуды колебаний, массы и температуры элементов соединения) с относительным моментом отвинчивания, характеризующим осевую силу, создаваемую в соединении для трех типов колебаний – сдвигового, продольного и продольно-крутильного (п. 3 паспорта научной специальности 2.5.6.).
2. В зависимости от типа колебаний при сборке достигнуто повышение момента отвинчивания на 25...50%, при разборке – снижение требуемого усилия отвинчивания на 8...50%. Установлено, что применение колебаний сдвигового типа в 1,7 раза эффективнее колебаний продольного типа и в 2 раза эффективнее колебаний продольно-крутильного типа (п. 4 паспорта научной специальности 2.5.6.).
3. Разработан метод сборки и разборки резьбовых соединений, основанный на применении ультразвуковых колебаний сдвигового типа, обеспечивающий снижение динамической сдвиговой нагрузки на 23% (п. 4, 5 паспорта научной специальности 2.5.6.).

Методы исследования:

При выполнении работы использованы основополагающие фундаментальные положения теории трения и технологии машиностроения, современный математический аппарат, планирование эксперимента, статистические методы исследования с использованием пакетов Microsoft Excel, Statsoft Statistica 10. Экспериментальные исследования проводились с использованием современных технических средств, таких как контурограф модели 200, профилометр модели 130, универсальная испытательная машина (разрывная машина) УТС-110М-50-0У.

Достоверность результатов подтверждается взаимодополняющими экспериментальными исследованиями с применением широкого спектра современных методов, использованием поверенного современного измерительного оборудования, статистическим подтверждением адекватности предложенных моделей и результатов экспериментальных исследований, которые не противоречат данным, опубликованным другими авторами.

Практическая значимость работы заключается в:

1. Разработке технологических рекомендации по сборке и разборке резьбовых соединений, в том числе расположенных в труднодоступных местах, с применением продольных, продольно-крутильных и сдвиговых ультразвуковых колебаний.

2. Разработке ультразвуковых инструментов и оснастки, обеспечивающих передачу колебаний различных типов собираемым или разбираемым резьбовым соединениям.

3. Разработке программного комплекса, включающего в себя базы данных технических характеристик ультразвукового оборудования и программу мониторинга ультразвуковой колебательной системы, которая позволяет поддерживать заданный технологический режим.

Положения выносимые на защиту:

1. Структура, этапы проведения и реализации комплекса исследований для выявления взаимосвязей факторов, позволяющих усовершенствовать процессы сборки и разборки резьбовых соединений, с эксплуатационными свойствами соединений.

2. Результаты экспериментальных исследований влияния акустико-технологических факторов при сборке: на распределение напряжений в витках резьбы, предотвращение самоотвинчивания соединений, обеспечение требуемой осевой силы в совокупности со снижением нормативного момента завинчивания; при разборке: уменьшение требуемого момента отвинчивания и обеспечение разборки в щадящем режиме.

3. Усовершенствованные способы сборки и разборки резьбовых соединений с применением ультразвука, инструменты и оснастка для наложения ультразвуковых колебаний различного типа на элементы резьбового соединения.

4. Технологические рекомендации по выбору схем и режимов ультразвукового воздействия, обеспечивающие повышение эффективности процессов сборки и разборки резьбовых соединений различных типоразмеров, в том числе расположенных в труднодоступных местах, с применением продольных, продольно-крутильных и сдвиговых ультразвуковых колебаний.

Апробация результатов работы. Материалы диссертации докладывались на международных конференциях и семинарах: XXXV сессия Российского акустического общества (г. Москва, 2023 г.); XV Международной научно-технической конференции «Наукоемкие технологии в машиностроении» (г. Москва, 2023 г.); Всероссийской научно-практической конференции «Проблемы машиностроения: современные технологии обработки, материалы, машины, агрегаты» (г. Махачкала. 2024 г.), ежегодные научно-методические конференции МАДИ в 2020 – 2025 гг.

Основные результаты работы отражены в 9 печатных работах в различных журналах и сборниках трудов конференций, из которых 3 работы опубликованы в научных изданиях, входящих в международные реферативные базы данных, и 3 в изданиях, входящих в перечень ВАК.

По результатам исследований получен патент на полезную модель «Устройство для сборки и разборки резьбовых соединений» № 209808 U1 и патент на изобретение «Способ сборки и разборки резьбовых соединений» № RU 2822128 C1. Также разработано ПО, позволяющее осуществлять автоматический выбор технологии и оборудования для выбранного типоразмера соединения (Свидетельство № 2023621701, № 2022623243, № 2022682618), поддерживать заданный технологический режим, отображать акустико-технологические параметры в реальном масштабе времени, а также реализовать работу оборудования по специально заданной программе или в интерактивном режиме, в

том числе при управлении процессом от внешнего компьютера (Свидетельство №2022663082).

Объём и структура диссертационной работы. Текст работы состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка источников, включающего в себя 134 наименования и приложений. Работа состоит из 182 страниц и включает в себя 85 рисунков, 28 таблиц и 138 формул.

1 Анализ проблем, связанных со сборкой и разборкой резьбовых соединений и обзор путей их решения, постановка цели и задач исследования

1.1 Общие сведения о резьбовых соединениях

В машиностроении трудоемкость сборочных работ составляет 30-40% и более от общей трудоемкости изготовления изделия. Степень механизации сборочных операций не превышает 20-30%, а степень автоматизации еще ниже [1]. Поэтому совершенствование сборочного производства является одним из основных резервов повышения технического уровня и экономической эффективности машиностроения.

Одним из наиболее распространенных видов соединений является резьбовое, позволяющее проводить сборку и разборку изделий без их повреждения. Например, резьбовые соединения составляют порядка 70% всех соединений автомобиля, на которые приходится 25 ... 30% трудоемкости сборки и 25...64 % трудоемкости разборочных работ [2, 3]. Поскольку резьбовые соединения деталей предназначены для обеспечения положения деталей изделий путем их закрепления, а иногда и регулирования, то к параметрам соединения предъявляются особые требования, так как благодаря закреплению обеспечивается плотность стыков соединяемых деталей и даже герметичность. По разным оценкам, до 15 ... 20% отказов техники в процессе эксплуатации связано с резьбовыми соединениями, обеспечение качества сборки которых является одной из основных задач в условиях производства [4,5].

Резьбовыми называют соединения деталей с помощью резьбы — чередующихся выступов и впадин на поверхности тел вращения, расположенных по винтовой линии. Различают конические и цилиндрические резьбовые соединения. Цилиндрические в свою очередь подразделяют на соединения с крепежными и специальными резьбами, а также кинематические и трубные. В

работе рассматриваются крепежные резьбы, как наиболее часто используемые в машиностроении.

Качество элементов резьбового соединения определяется следующими основными параметрами: наружным, средним и внутренним диаметрами; шагом; углом профиля. Профиль резьбы — это контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось резьбовой детали. Стандарт [6] устанавливает единый номинальный профиль для цилиндрических метрических резьб диаметром до 600 мм, включая резьбы диаметром менее 1 мм. Основные параметры резьбы установлены стандартом [7].

Качество резьбового соединения зависит от различных факторов, которые характерны для 5 этапов технологии изготовления резьбового соединения. Это подбор материалов соединения, получение резьбовой поверхности, различные дополнительные воздействия на этапе подготовки к сборке, сборка и контроль соединения.

1.1.1 Материалы, применяемые для изготовления резьбовых соединений

Для создания резьбового соединения используются различные металлические и неметаллические материалы, которые имеют различные механические характеристики. В машиностроении широко применяются резьбовые соединения из сталей, также активно развивается применение композиционных материалов [8].

Механические характеристики углеродистых и легированных сталей, применяемых для изготовления болтов, винтов и гаек, а также марки стали и покрытия должны соответствовать [9]. При специфических требованиях к коррозионной стойкости, прочности, габаритам и массе соединения применяют бериллиевые сплавы, высокопрочные и жаропрочные стали и сплавы. В связи с активным освоением Арктики широкое применение для изготовления резьбы находят хладостойкие стали, которые обеспечивают работоспособность соединения при температурах до $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ [10].

В настоящий момент активно исследуются резьбовые соединения из композиционных материалов (КМ), активно ведется разработка методов их обработки. Также широкое распространение получили резьбовые соединения из (КМ), которые выполняются с помощью металлических и полимерных вставок. К основным недостаткам данных вставок относится высокая трудоёмкость операции установки, явление гальванической эрозии и разница коэффициентов температурного расширения при работе с металлическими вставками. Решить данные проблемы может получение резьб непосредственно в композитных деталях методами лезвийной обработки, однако процесс резбонарезания в заготовках из волоконно-армированных КМ (ВКМ) имеет ряд особенностей, отличающих его от обработки гомогенных материалов, и в настоящее время он мало изучен [8].

Кроме того, широко распространены крепежные элементы из цветных сплавов – алюминиевых сплавов, латуней, бронз, требования к которым приведены в [11]. Для них основные требования предъявляются к механическим свойствам – временному сопротивлению, пределу текучести, относительному удлинению, твердости.

1.1.2 Методы получения резьбы

Изготавливают резьбу различными способами, наиболее распространенными являются нарезание и накатывание, однако также применяются литье, прессование, электрохимическая и электрофизическая обработка. Как нарезание, так и накатывание имеют различные схемы обработки. Большинство способов, использующих эти схемы, являются универсальными и могут применяться для обработки как наружной, так и внутренней резьбы [12].

Одним из способов резбонарезания является точение, обеспечивающее получение резьбовой поверхности различных видов в широком диапазоне диаметров, шагов и обрабатываемых материалов [12]. При данном способе обработки достигается высокая точность взаиморасположения оси обработанной резьбы относительно других цилиндрических поверхностей. Резьба может быть

нарезана на любом участке детали, также этим способом можно получать резьбу с переменным шагом. Однако точение внутренней резьбы не получило такого распространения, как точение наружной резьбы, так как за счет консольного крепления инструмента сложно нарезать резьбу большой длины и диаметром менее 20 мм.

Распространенным способом резьбонарезания является нарезание метчиками [12, 13]. Осуществляется резьбонарезание такими способами, как напроход гаечными метчиками, за один рабочий ход машинными метчиками с реверсированием и комплектом метчиков за несколько рабочих проходов. Каждый способ можно реализовать двумя схемами – основной и токарной, наиболее распространенной является основная схема.

Одним из методов образования резьбовой поверхности является шлифование [12,14]. Данный метод является универсальным, поскольку используется для обработки заготовок любой твердости. Для шлифования внутренней резьбы характерна сложность обработки резьбы длиной свыше 80 мм и диаметром менее 20 мм, что обуславливается консольным креплением инструмента [12].

Наиболее распространенными методами накатывания резьбы являются накатывание плоскими плашками, накатывание роликами и планетарное накатывание [12].

Методом, отличающимся своей производительностью, является планетарное накатывание, которое позволяет проводить обработку нескольких заготовок непрерывно и одновременно. Данный метод подходит как для накатки наружной резьбы, так и внутренней. Для накатывания плоскими плашками характерна высокая производительность и степень автоматизации, а также быстрая переналаживаемость оборудования. Так получают болты, винты, шурупы и пр. Самым универсальным и точным методом является накатывание роликами [12].

Для резьб, в том числе, повышенной точности, используемых в резьбовых калибрах, микрометрических винтах и посадках с натягом, наиболее важной характеристикой является приведенный средний диаметр, учитывающий

погрешности среднего диаметра, шага, угла профиля. Обеспечение высокой точности приведенного среднего диаметра представляет наибольшие технологические трудности.

Контроль точности изготовления резьб проводится 2 способами – дифференцированным (поэлементным) и комплексным.

Поэлементный метод применяется, когда допуски даны отдельно на каждый параметр резьбы. В таком случае проверяется средний диаметр, шаг и половина угла профиля. Такой метод применяется для контроля точной резьбы, поскольку он сложен и трудоемок. Этот метод можно применять при исследовании причин дефектов и при наладке технологического процесса [12].

Комплексный метод применяется для крепёжных резьб, допуск среднего диаметра которых является суммарным допуском. Контроль комплексным методом осуществляется с помощью предельных резьбовых калибров или резьбовых микрометров, и является основным методом контроля в массовом и крупносерийном производстве [12].

1.1.3 Основные параметры сборки резьбовых соединений

Силовое взаимодействие элементов резьбового соединения определяет его эксплуатационные свойства и надежность. При сборке в крепёжных и соединяемых деталях необходимо создать напряжения, приводящие к упругим и пластическим деформациям, чтобы обеспечить жесткость и прочность соединения, а также не допустить его самооткручивание. Эти напряжения определяются усилием затяжки резьбы. Под действием статических и динамических, ударных и безударных нагрузок в процессе эксплуатации соединения происходит релаксация напряжений, что снижает усилие затяжки. Поэтому усилие затяжки F_0 , на которое производится затяжка резьбового соединения, обычно принимается в пределах 75-80%, в отдельных случаях 90%, от пробной нагрузки [2]. Создание предварительной затяжки необходимо, поскольку затяжка соединений подразумевает создание как в крепёжных, так и в соединяемых деталях некоторых напряжений.

Усилие затяжки F_0 зависит, в том числе, и от крутящего момента на ключе $M_{кл}$, возникающего на инструменте при затяжке соединения. Момент, приложенный к гайке, уравнивается моментами сил трения в резьбе и на торце гайки. Упрощенно вращающий момент на ключе (момент закручивания) определяется по следующей зависимости (1.1.3.1) [15]:

$$M_{кл} = 0,2F_0d, \quad (1.1.3.1)$$

где d – диаметр резьбы.

Процесс сборки любого резьбового соединения включает в себя следующие операции: установка деталей, наживление, закручивание, затяжка, по необходимости установка стопорных деталей и приспособлений, предохраняющих от самооткручивания.

При наживлении ввертываемая деталь должна быть подведена к резьбовому отверстию до совпадения осей и вкручена в резьбу на 2 ... 3 нитки. После наживления на деталь устанавливают сборочный инструмент и осуществляют вращательные движения (закручивают). Закручивание завершают затяжкой, которая создает неподвижность соединения. В некоторых случаях, когда деталь крепится несколькими болтами (винтами), проводят дозакручивание. Например, при креплении головки блока цилиндров болты закручиваются без предварительной затяжки, а после того как они установлены все, производят дозакручивание. При этом дозакручивание осуществляется в определенном порядке.

Резьбовые соединения в механизмах, подвергающихся в процессе эксплуатации действию вибрации, зачастую подвергаются самооткручиванию. Поэтому при сборке таких механизмов прибегают к стопорению резьбовых соединений. Самый простой, достаточно надежный и не требующий каких-то специальных приспособлений способ стопорения – это стопорение контргайкой. Ее накручивают после затяжки основной крепежной гайки и затягивают до полного соприкосновения с ее торцом. Механизм стопорения при таком способе основан на увеличении поверхностей трения в резьбе и на поверхностях гаек. Помимо

стопорения контргайкой распространен метод с применением фиксаторов резьбы. В таком случае, за счет полимеризации специального состава на витках резьбы соединение становится, фактически, неразъемным. Однако при нагреве соединения связи разрушаются, и разборка становится возможной [16]. Также применяется стопорение шплинтом, шайбой и рядом других методов [17].

Самойпростой является сборка резьбового соединения винтом. В единичном и мелкосерийном производстве наживление винтов выполняется вручную. Последующие закручивание и затяжка проводятся с помощью гаечных ключей различного вида и отверток. В крупносерийном и массовом производстве эти этапы сборки выполняются средствами механизации и автоматизации (одно- и многошпиндельными переносными гайковертами и специальными винтозавертывающими стационарными станками с подачей винтов из бункерных устройств) [18].

Более сложной является сборка болтовых соединений. Она включает вставку болтов и их фиксирование от проворачивания при наживлении, установку шайб и пружинных шайб, наживление, накручивание и затяжку гаек с использованием тех же средств производства, которые рассмотрены ранее.

При сборке соединений с резьбовыми шпильками процесс усложняется. В первую очередь в одну из деталей с обеспечением натяга вкручивают резьбовые шпильки, затем на них монтируют сопряженную деталь, на выступающие концы шпилек надевают шайбы, затем накручивают и затягивают гайки. Натяг при вкручивании шпилек обеспечивают следующими способами: натяг по резьбе (наиболее распространен), плотная посадка на сбеги резьбы шпильки, упор буртом шпильки в плоскость разреза деталей, упор в дно резьбового отверстия, посадка резьбы шпильки на клей, закручивание шпильки в гладкое отверстие (только для алюминиевых и магниевых сплавов), затяжка шпильки со спиральной проволочной вставкой [18].

Для закручивания шпилек используют специальные патроны, захватывающие шпильки за гладкую или резьбовую часть, и применяют ручные или механизированные инструменты [18].

При выборе инструмента для сборки исходят из его главного параметра — развиваемого инструментом крутящего момента $M_{кр}$. При выборе необходимо учитывать конфигурацию рабочей зоны и особенности закручиваемых деталей. В зависимости от этого может использоваться инструмент прямой или угловой, инструмент храповой со смещенной осью или с открытым зевом, инструмент ручной, механизированный или автоматизированный. В зависимости от требований к технологическому процессу закручивания применяется инструмент, вращающийся в одном направлении, либо реверсивный [19].

Выбирают тип инструмента в зависимости от вида энергоносителя (пневматический, электрический или гидравлический). В случае применения многошпиндельного инструмента необходимо учитывать габаритные размеры шпинделей. Дополнительные требования заключаются в удовлетворении экологических норм (по шуму, вибрации) и обеспечении безопасной работы. Масса и габаритные размеры ручного закручивающего инструмента должны быть минимальными.

От технических условий и класса прочности резьбовых соединений зависит также выбор метода контроля $M_{кр}$, который обеспечивает закручивание с допустимым моментом затяжки.

1.1.4 Методы контроля сборки резьбовых соединений

В современном производстве контроль качества сборки резьбовых соединений проводят, как правило, непосредственно в процессе их сборки [20]. Такое решение основано на теории винтовой пары, согласно которой крутящий момент $M_{кр}$, приложенный к головке болта или гайке, полностью расходуется на преодоление трения о неподвижную опорную поверхность соединяемых деталей на торце гайки T_t , и на преодоление трения T_r , в витках резьбы (в паре винт-гайка), обеспечивая заданное силовое замыкание.

В машиностроении наиболее распространены методы контроля, основанные на измерении: удлинения болта (винта); угла поворота гайки; крутящего момента затяжки гайки.

Наиболее точные результаты достигаются при контроле первым методом. Его широко применяют при проверке затяжки особо ответственных резьбовых соединений — шатунных болтов, стяжных болтов, роторов компрессоров и т. д. Для коротких болтов и болтов средней длины ($l \leq 6xd$) удлинение не превышает 20 ... 60 мкм. Во избежание значительных погрешностей измерения в этом случае следует учитывать деформацию болта в пределах резьбы, добавляя к расчетной длине около $1/3$ высоты гайки, а для коротких шпилек — и деформацию стержня шпильки в пределах длины свинчивания. При использовании длинных болтов (шпилек) можно измерять изменение расстояния при затяжке между концом болта и корпусом, применяя для этого индикаторы или шаблоны [21].

Иногда силу затяжки контролируют по углу поворота гайки. В этом случае в технических условиях на сборку резьбового соединения указывают угол поворота гайки (в градусах). Измерение угла поворота гайки при монтаже с точностью 10 ... 15° не вызывает затруднений, его выполняют с применением мерных подкладок, шаблонов и др. Преимущество метода контроля затяжки по углу поворота заключается в том, что он не связан с силами трения и не зависит, таким образом, от индивидуальных особенностей резьбового соединения. Другое преимущество этого метода по сравнению с предыдущим — его простота. Однако ввиду сложности определения податливости стягиваемых деталей, начального угла φ_0 , при котором полностью выбираются зазоры в соединении, этот метод не всегда эффективен. Точность обеспечения заданной силы затяжки при контроле по углу поворота гайки не более $\pm 20\%$. Метод контроля силы затяжки по углу поворота гайки непригоден для соединений с короткими болтами, так как расчетный угол поворота гайки для таких болтов невелик и погрешности метода сказываются в наибольшей степени [15].

Наиболее простым для практики оказывается косвенный метод контроля по моменту затяжки, основанный на измерении вращающего момента с помощью

проградуированных ключей: динамометрических и предельных. В динамометрических ключах при помощи специальных устройств (упругих элементов) в каждый момент времени измеряется приложенный крутящий момент. Затяжка прекращается при достижении моментом на ключе значения, установленного техническими условиями. Для градуирования ключа применяют специальные приспособления. В предельных ключах момент затяжки ограничивается с помощью отжимных муфт или фрикционных ограничений. При достижении заданного момента затяжки ключ или отключается, или подается специальный сигнал (звуковой или световой). Применение проградуированных ключей основано на связи вращающего момента на ключе и усилия затяжки. Момент, приложенный к гайке, уравнивается моментами сил трения в резьбе и на торце гайки [15].

1.1.5 Разборка резьбовых соединений

Разборка соединения, как правило, проводится с помощью тех же инструментов, что и сборка, т.е. ключей различных типов, а также гайковертов различных конструкций. В настоящее время активно модернизируются существующие и разрабатываются новые конструкции инструмента для разборки резьбовых соединений [22, 23, 24, 25, 26].

Так, в [23] описывается приспособление для сборки и разборки резьбовых соединений изделий, которое отличается от традиционных инструментов разъемным корпусом для расширения технологических возможностей разборки резьбовых соединений цилиндрической формы, а также нежестких (рисунок 1.1.5.1). Для проведения операции разборки резьбового соединения разводят полукольца 1 и 2 корпуса относительно оси 3, охватывают ими головную часть, сводят полукольца 1 и 2. Пазы 9 служат для фиксации приспособления на выступах, расположенных на корпусе разбираемого изделия. Вводят резьбовой стержень 7 в паз выступа 6 полукольца 2, навинчивают на стержень гайку 8 и, вращая ее, стягивают полукольца, фиксируя приспособление на головной части. Защитный

материал 10 предохраняет поверхность изделия от повреждений. Приспособление готово к работе. Вращением приспособления за рукоятки 4, свинчивают головную часть. Отвинчивают гайку 8, разводят полукольца 1 и 2 и снимают приспособление с отвинченной от корпуса головной части. Операция разборки закончена. Операция сборки осуществляется аналогично [23].

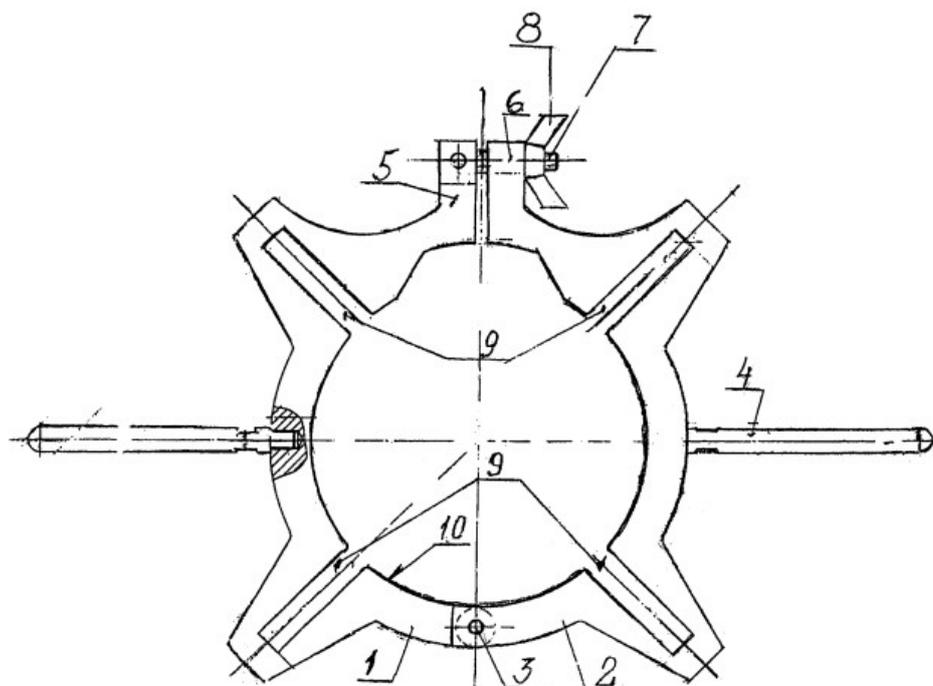


Рисунок 1.1.5.1– Приспособление для сборки и разборки резьбовых соединений изделий: 1,2 – полукольцо корпуса, 3 – ось, 4 – рукоятки, 5 – первый выступ, 6 – второй выступ, 7 – резьбовой стержень, 8 – гайка, 9 – пазы, 10 – защитный материал

Как правило, наибольшие усилия направлены на модификацию инструментов для механизированной сборки, однако также проводятся работы и в сфере ручного инструмента.

1.2 Основные проблемы сборки и разборки резьбовых соединений и пути их решения

Существующие процессы сборки и разборки не всегда удовлетворяют постоянно ужесточающимся требованиям, поскольку имеют определенные

недостатки, влияющие на качество резьбового соединения. Эти недостатки можно разделить на 2 группы – недостатки, связанные со сборкой и эксплуатацией соединения, и недостатки, связанные с разборкой соединения.

К недостаткам, характеризующим процесс сборки и эксплуатации соединения, относят неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и эффект самооткручивания.

Известно, что при затяжке резьбового соединения нагрузка по виткам распределяется неравномерно, что впервые теоретически было доказано Н. Е. Жуковским. Из анализа в [15] следует, что нагрузка в резьбовом соединении типа болт—гайка возрастает к нижним виткам по закону гиперболического косинуса (в данном случае под нижними витками подразумеваются витки резьбы, расположенные ближе к головке болта). Поскольку в реальности нельзя добиться абсолютной жесткости деталей соединения, обеспечив тем самым равномерность распределения нагрузки, при проектировании резьбового соединения необходимо учитывать неравномерность распределения нагрузки, при котором на первые 3 витка резьбы приходится порядка 70% всей нагрузки [27]. Схема распределения нагрузки между витками резьбы изображена на рисунке 1.2.1. Однако стоит отметить, что такая схема справедлива при низкочастотной вибрации или ее отсутствии. В случае высокочастотной вибрации соотношение может изменяться [28]. Для снижения неравномерности применяются различные методы, смысл которых заключается в изменении геометрических параметров элементов резьбового соединения.

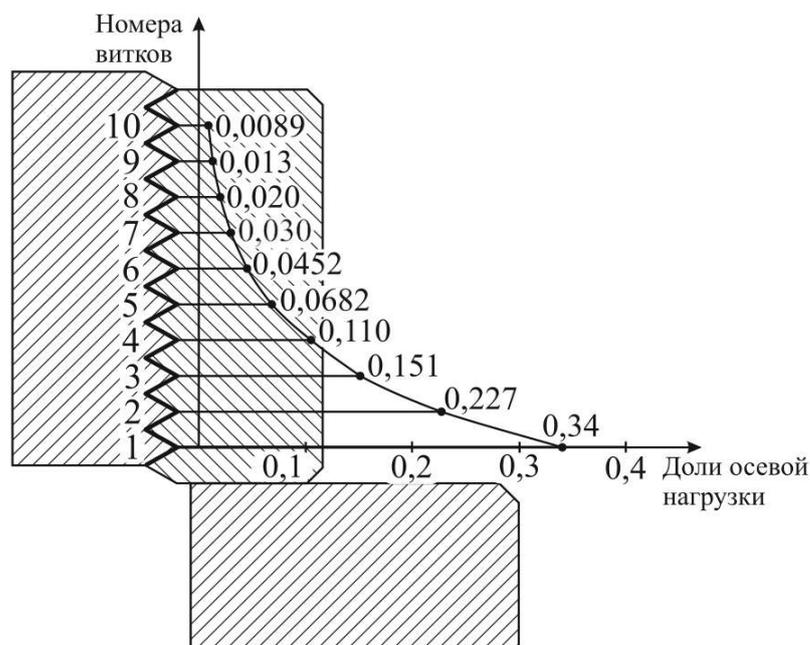


Рисунок 1.2.1 - Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому

В [29,30,31] рассматривается неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и схватывание поверхностей при сборке гребных винтов судов ледового класса, которое является схватыванием поверхностей I рода (далее – схватывание), причем схватывание поверхностей рассматривается авторами как результат неравномерности распределения нагрузки. Это обуславливается следующими причинами [30]:

1. Недостаточная точность изготовления крупногабаритных крепежных элементов, ведущая к перекоосу осей скрепляемых деталей из-за особенностей технологии изготовления гребных винтов;
2. Особенности поведения покрытий, нанесенных на поверхность нержавеющей стали.

Используемые при сборке болты имеют большой размер (от М85х4 до М100х4), и для их затяжки требуется существенный момент. Для изготовления таких болтов в качестве материалов применяются нержавеющие стали, склонные к схватыванию поверхностей резьбы, что в отдельных случаях приводит к невозможности затягивания и ослабления болта. Поверхность резьбы,

модифицированная различными средствами, такими, как напыление медью и использование противозадирных смазок снижает вероятность схватывания резьбы, однако полностью проблемы не устраняет [29]. Авторами отмечается, что снизить неравномерность распределения нагрузки можно двумя путями - увеличением шага резьбы и выполнением кольцевой выточки на поверхности стыка фланца лопасти вокруг отверстия под болт. Однако данные методы можно применять только на этапе изготовления соединения, что ограничивает применение этих методов и увеличивает их трудоемкость на этапе изготовления соединения. При этом увеличение зазоров может снизить силу трения на витках резьбы, что в перспективе может привести к эффекту самооткручивания.

В [32] рассматривается конструкция подвижного резьбового соединения, позволяющая снизить неравномерность нагрузки на витки резьбы. Основными задачами, на решение которых направлена такая конструкция, являются повышение износостойкости соединения, а также сокращения периода приработки. Данное соединение представляет собой ходовой винт и гайку с переменным средним диаметром, который изменяется по закону, описанному в [32]. Использование переменного среднего диаметра резьбы гайки создает между витками ходового винта и гайки переменные радиальные зазоры, что приводит к образованию переменных осевых зазоров и, как следствие, к более благоприятному распределению нагрузки по виткам, за счет компенсации неравномерности деформации тела гайки [32].

Также известно множество решений, направленных на снижение неравномерности распределения нагрузки, например, [29, 33, 34, 35], однако эти методы являются конструктивными, что ограничивает их применение только новыми, разрабатываемыми соединениями.

Известно, что при систематической или случайной вибрации, приводящей к взаимному смещению деталей, коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки уменьшаются [15]. Если при статических нагрузках момент $M_{омв}$ компенсируется моментами сил трения в резьбе M_p и на торце гайки M_m , то при вибрации могут наступать кратковременные периоды, когда гайка почти освобождается от

действия осевых сил [15]. Воздействие колебаний приводит к тому, что изначально сухое трение в витках резьбы и на торцах болта и гайки приобретает черты, характерные для жидкого трения (например, пропорциональность силы трения и скорости) [36, 37, 38]. В результате этого даже незначительные крутящие моменты могут вызвать ее поворот. Этим объясняется эффект самооткручивания соединения.

Проблема самооткручивания встречается в различных изделиях машиностроения, что описано, например, [39, 40, 41, 42]. В настоящее время для снижения вероятности самооткручивания соединения на этапе сборки применяются различные стопорящие изделия и специальные фиксирующие герметики.

В качестве примеров стопорящих изделий можно привести контргайки различных конструкций, которых в настоящее время разработано большое количество. Например, в [43,44] описываются контргайки, работающие на заклинивании. Существуют специальные стопорные деформируемые планки, стопорящие одновременно несколько соединений [45]. Активно применяются фиксирующие материалы, например, герметики [46, 47]. Особо стоит отметить использование капсулированных полимерных материалов [48,49]. Внешне такой материал похож на мелкодисперсный порошок (не обладающий липкими свойствами), в котором каждая частица представляет собой капсулу с анаэробным материалом. При сборке или в процессе эксплуатации соединения микрокапсулы раздавливаются и из них выливается активатор, посредством которого происходит анаэробная реакция полимеризации подобно жидкому анаэробному адгезиву [48]. Помимо этих методов существуют методы резьбонарезания, снижающие вероятность самораскручивания.

В [50] описывается метод нарезания самостопорящейся резьбы. В результате резьбонарезания данным методом образуется внутренний резьбовой профиль с переменной геометрией винтовой линии резьбы в осевом или радиальном направлении. Такой профиль, в паре с гладким резьбовым профилем охватываемой детали, позволяет получить резьбовое соединение с натягом в форме контакта

только по вершинам периодического профиля, а не по всей поверхности, как в соединениях по ГОСТ 4608-81. Данный профиль повышает стопорящие свойства резьбового соединения при меньших крутящих моментах сборки.

В [31] отмечается, что проблему схватывания можно решить за счет использования алюминиевого газодинамического покрытия и антизадирных смазочных материалов. Однако метод алюминиевого газодинамического покрытия необходимо предусматривать на этапе проектирования соединения. Использование же смазочных материалов позволяет снизить вероятность схватывания, но при этом повышает вероятность самораскручивания соединения, поскольку коэффициент трения на поверхности резьбы в таком случае снижается.

Уменьшение момента затяжки сопровождается улучшением соосности резьбовой пары, поэтому задача снижения коэффициента трения весьма актуальна. Очень важно, что снижать его нужно только в момент затяжки винта: поскольку в затянутом виде элементы соединения удерживаются силой трения, то традиционные способы ее снижения (смазка, обработка поверхностей и др.) непригодны, как снижающие надежность сборки [51].

Учитывая, что вышеперечисленные мероприятия, направленные на предотвращение самооткручивания, связаны с изменением геометрии элементов резьбового соединения или использованием специальных материалов, можно констатировать, что они создают дополнительные трудности при разборке соединения.

К недостаткам, характеризующим процесс разборки, относят коррозию поверхностей резьбового соединения, изменение геометрических форм и размеров, а также схватывание поверхностей, которое частично рассмотрено выше.

Для разборки заклинивших по причине адгезии резьбовых соединений к инструменту прилагают большие усилия, или используют ударные приспособления, например – ударные отвертки и ударные гайковерты. При ударных нагрузках на резьбу в месте сопряжения резьбовых поверхностей, подвергшегося адгезионному процессу, возникают микротрещины, которые

способствуют разрушению зоны «сварки» в процессе разборки [52]. Решение этой проблемы рассматривается в [52,53].

В [52] основными причинами повышенной трудности при разборке рассматривают износ защитного технологического поверхностного слоя резьбы (оксидирование, оцинкование) и развитие на поверхности сопрягающихся деталей ржавчины, а также взаимную адгезию материалов резьбового соединения, приводящую к контактной сварке поверхностей. Для повышения качества разборки авторами предлагается выполнять за счет дополнительного элемента, такого как сочетание «выступ – впадина», создающего прочное сцепление ключа и откручиваемой детали (рис. 1.2.2) [52]. Разборку данным методом предлагается применять в случае, когда доступ к резьбовому соединению возможен только торцевым инструментом. Данный метод позволяет обеспечить прочное соединение инструмента с гайкой или головкой болта, независимо от величины и формы износа граней шестигранника, а также при работе инструмента создать усилие, способствующее «раскрытию» гайки для разрушения адгезионного слоя или слоя ржавчины [52].



Рисунок 1.2.2–Торцовая головка гаечного ключа с выступом (слева) и процесс монтажа ключа на гайке (справа)

Основным недостатком данного метода является повышенная трудоемкость разборки, обусловленная необходимостью модернизации каждого соединения

путем высверливания впадины, в связи с чем целесообразно принимать решение о применении метода индивидуально для каждого случая. Кроме того, не всегда имеется возможность для высверливания впадины ввиду месторасположения резьбового соединения. Этим же недостатком обладает метод, описанный в [53], который отличается от [52] наличием трех механически изготавливаемых впадин на гайке. Но в данном случае возможно приложение большего момента откручивания для разборки.

Проблемы, характерные для соединений, выполненных не из сталей, учитывают вышперечисленные, но ими не ограничиваются.

Например, в авиастроении, где существует необходимость снижения массы изделий, широкое распространение имеют различные композиционные материалы, которым присущи сложности при сборке. Известно, что выполнение резьбового соединения сопряжено с трудностями обработки композиционных материалов [8], вследствие чего широкое распространение получили вставки, позволяющие использовать стандартный металлический крепеж [54]. Однако вследствие возникновения электрического потенциала происходит гальваническая коррозия, ухудшающая качество соединения. Также металлический крепеж имеет более высокую электропроводность, что образует очаг возгорания при ударе молнии в самолет [55, 56] и может приводить к катастрофическим последствиям.

Разрабатываются различные материалы, позволяющие решить вышеописанные проблемы, а также дополнительно снизить массу соединения, например, армированный термопласт [57], однако на данном этапе технологического развития главную проблему надежности резьбовых соединений из таких материалов представляет качество изготовления резьбовых элементов. Также для устранения вышеописанных проблем широко применяется крепеж из титана [58, 59, 60].

Для резьбовых соединений, выполненных из медных сплавов, характерной проблемой является срез болта без повреждения витков резьбы. Кроме того, в судостроении для медных сплавов характерна такая проблема, как деградация гарантированных свойств металла в конструкции, за счет чего ослабляется

конструкция изделия. В [61] описано разрушение элементов из медных сплавов вследствие неполного соответствия металла условиям эксплуатации. Так, в работе указано, что пара «бронза — коррозионно-стойкая хромистая сталь 20Х13» оказалась неработоспособной в условиях контакта с морской водой. После 2...3 лет эксплуатации шпильки из стали 20Х13 клапана-воздушника на фильтре морской воды с бронзовым корпусом стали практически непригодными: из шести ниток резьбы четыре полностью прокорродировали. Также показано, что штуцеры, изготовленные из латуни марки Л62 (вместо рекомендованной бронзы марки БрАМц9-2) подвергаются структурно-избирательной коррозии (рисунок 1.2.3) [61].

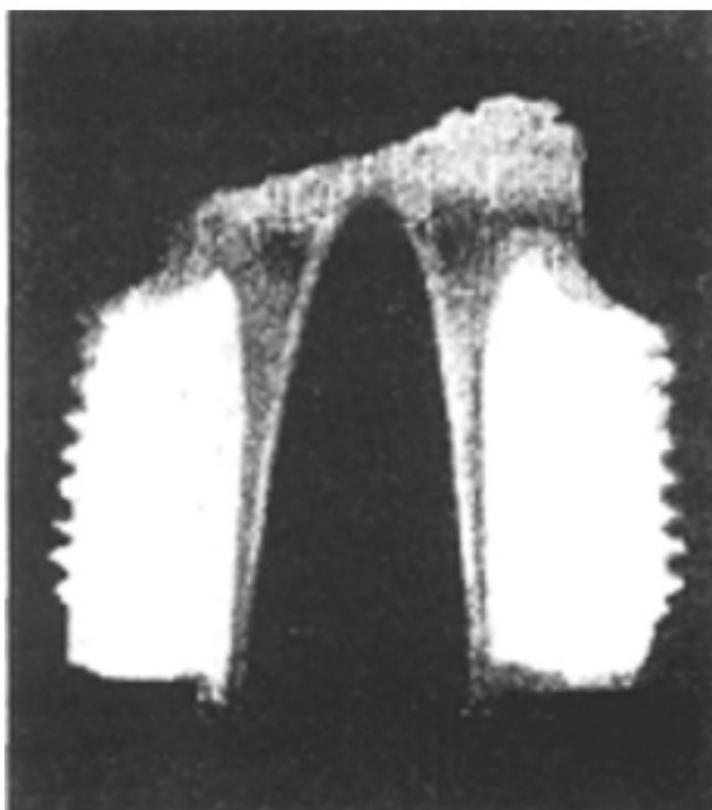


Рисунок 1.2.3 - Латунный штуцер, разрушившийся в результате структурно-избирательной коррозии

Это привело к обесцинкованию латуни в морской воде и, как следствие, к преждевременному разрушению детали в процессе эксплуатации, в том числе и ее резьбы.

Таким образом, для совершенствования комплекса мероприятий по интенсификации сборочно-разборочных процессов, учитывающих как качественную сборку резьбового соединения, так и последующую разборку, необходимы выбор и разработка новых технических и технологических решений.

1.3 Возможности ультразвука при сборке и разборке резьбовых соединений

Использованию вибрации для интенсификации технологических процессов посвящено большое количество работ. Применение ультразвука, как вибрации соответствующего частотного диапазона, позволяет интенсифицировать различные процессы: резание, разборку и сборку, сварку, очистку и др. [37, 62-78].

Основным фактором, осложняющим разборку, являются силы трения в зазоре, сильно возрастающие в ходе эксплуатации узлов из-за коррозии, загрязнений, полимеризации смазок, наличия посторонних включений, задиров и схватывания сопряженных поверхностей. Затрудняют разборку сложность доступа к некоторым узлам и изменение геометрических форм в процессе периодических воздействий на детали, в том числе и крепежные. Причиной перечисленных явлений является и то обстоятельство, что коэффициент трения покоя $\mu_{тр1}$ оказывается больше коэффициента трения скольжения $\mu_{тр}$. По этой причине зачастую для разборки резьбового соединения оказывается достаточным даже небольшого кратковременного относительного смещения разбираемых деталей.

Несмотря на различие процессов сборки и разборки между собой в технологическом аспекте, очевидно сходство физических явлений, на которых основано применение ультразвука в этих процессах. К таким явлениям относятся, перемещение вибрирующих тел, возникающее за счет нелинейной зависимости силы сопротивления от скорости [79], а также снижение при действии вибраций эффективных (кажущихся), а иногда и истинных (физических) коэффициентов трения [77,80].

Введение ультразвука в зону обработки позволяет снизить величину коэффициента трения в 2...4 раза [81, 82, 83]; кроме того, как показано в работе [36], сухое трение в этом случае принимает особенности, характерные для квазивязкого.

Любая сопряженная пара деталей является гетерогенной системой, в которой при правильно выбранном внешнем механическом воздействии могут создаваться разностные межэлементные силовые реакции, приводящие к дезинтеграции (к разборочным перемещениям в системе). Повысить эффективность разборки соединений деталей можно путём применения разнонаправленных ультразвуковых колебаний: продольных, радиальных и крутильных [84]. При наложении колебаний на разбираемые соединения изменяется баланс удерживающих и разбирающих сил, что приводит к ускорению процесса разборки и снижает вероятность повреждения разбираемых деталей. У каждого вида есть свои достоинства и недостатки, обуславливающие особенности их применения. Наиболее широко применяются продольные и крутильные колебания, а также их комбинация с механическими методами.

Наиболее широко в процессах разборки и сборки резьбовых соединений исследованы ультразвуковые колебания продольного типа. Применению этого типа при сборке и разборке посвящено большое количество работ, например, [85,86,87,88, 89,90].

В [85,86] описано влияние продольных колебаний на процесс раскручивания резьбовых соединений. Результаты показывают, что ультразвук положительно влияет на разборку резьбовых соединений. Тело на винтовой поверхности при продольных колебаниях подвергается воздействию силы, стремящейся его сдвинуть в сторону узла механических деформаций. Поскольку свободный торец болта (винта, гайки) соответствует узлу деформаций, при наложении колебаний болт всегда откручивается. Также показано, что угловая скорость вращения болта зависит от частоты возбуждающего сигнала. Если частота возбуждения больше собственной частоты, то происходит закручивание, если меньше, то раскручивание. При этом амплитуда колебаний, при которой происходит

вращение, слабо зависит от частоты возбуждения, причем влияние частоты мало исследовано.

В [87] исследовано влияние амплитуды колебаний на процесс разборки резьбовых соединений, в том числе на процесс самооткручивания. Показано, что самооткручивание при малых амплитудах наблюдается только для малых моментов закручивания соединения, но с ростом амплитуды колебаний возрастает и момент, при котором происходит самооткручивание.

В [88] описывается влияние ультразвука на качество сборки резьбовых соединений. В работе показано, что колебания малой амплитуды повышают надежность затяжки, при этом увеличение амплитуды колебаний не приводит к увеличению момента откручивания без использования ультразвука и снижению натяга. Кроме того, результаты показали, что в случае малых моментов закручивания ультразвук обеспечивает зазор, что говорит о снижении качества сборки соединения.

В [89] результаты показали, что после достижения определенного значения амплитуды колебаний (6 мкм) применение ультразвука практически не влияет на надежность соединения.

Помимо работ, посвящённых исследованию ультразвуковых колебаний продольного типа, активно ведутся работы по крутильным колебаниям [77, 78, 79, 80, 91, 92, 93, 94].

В [77] исследуется влияние крутильных ультразвуковых колебаний на процесс разборки резьбового соединения. Результаты показали, что с помощью специального ультразвукового инструмента (рисунок 1.3.2) возможно снижение момента откручивания до 2 раз, при этом наилучший результат достигается при амплитудах 20...25 мкм.

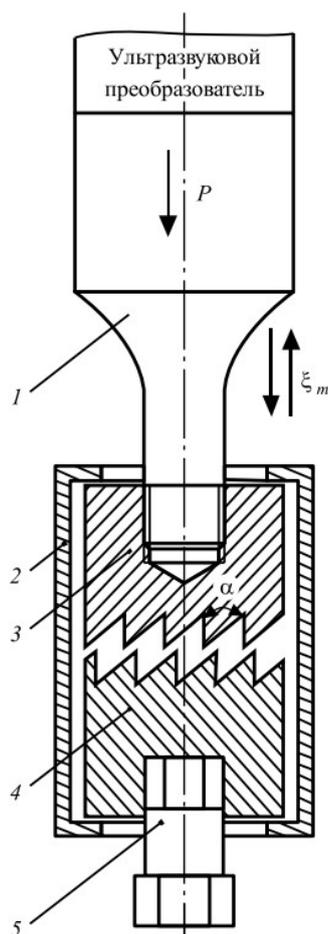


Рисунок 1.3.2. - Ультразвуковой инструмент для разборки резьбовых соединений: 1 — ультразвуковой концентратор; 2 — обойма; 3, 4 — коронки; 5 — головка-переходник

В [78] рассматривается применение крутильных и продольно-изгибных колебаний при разборке резьбового соединения. Исследования показали, что при крутильных колебаниях, прикладываемых к соединению по схеме, приведенной на рисунке 1.3.3, уже при амплитуде 1 мкм момент откручивания снижается в 2 раза. Приложение продольно-изгибных колебаний также позволяет снизить момент откручивания. Однако пока не выявлено, каково распределение степени влияния колебаний разных типов на момент откручивания между собой. По мнению авторов, момент раскручивания снижался благодаря продольным колебаниям, эффект изгибных колебаний должен проявляться при разборке соединений с задирами и пятнами схватывания.

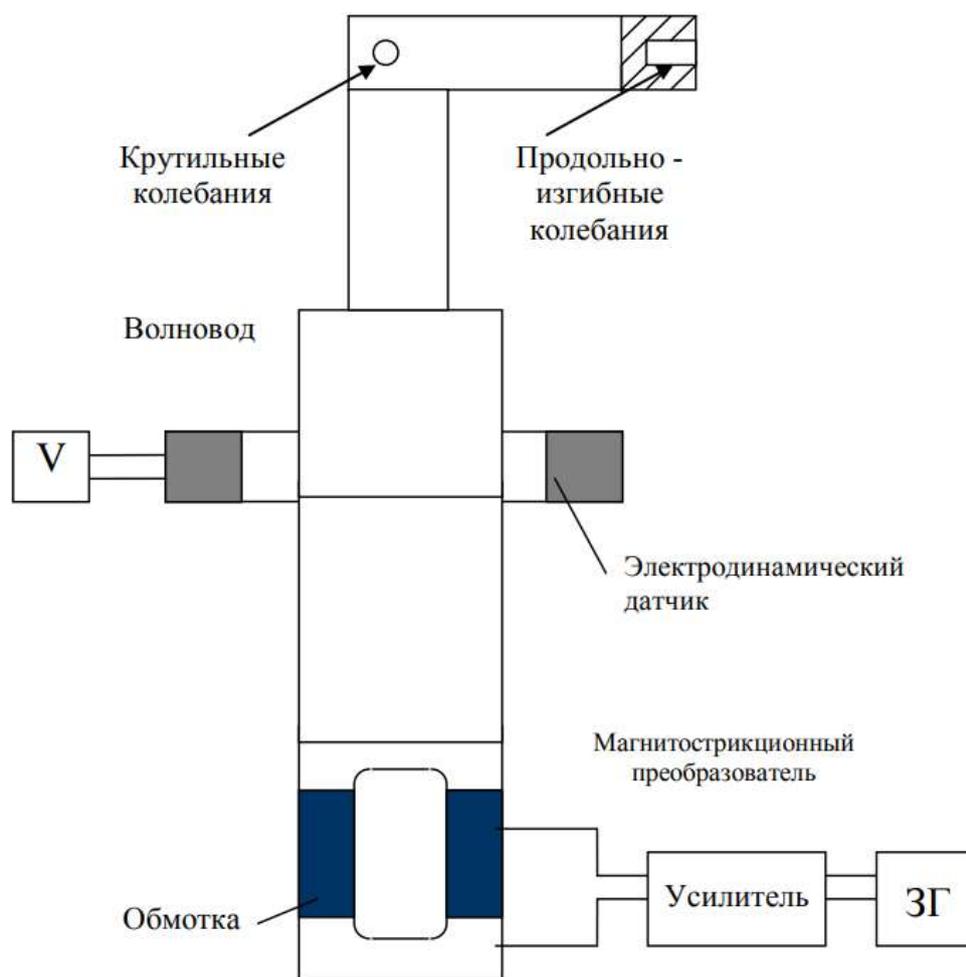


Рисунок 1.3.3. – Схема применения крутильных и продольно-изгибных колебаний при разборке резьбового соединения

Активно ведутся работы по созданию ультразвукового оборудования для сборки и разборки резьбовых соединений. Так, в [91, 92, 95] представлены конструкции ультразвуковых гайковертов (рисунки 1.3.4, 1.3.5), в которых возбуждаемые пьезокерамическим преобразователем продольные ультразвуковые колебания преобразуются в крутильные за счет торсионов.

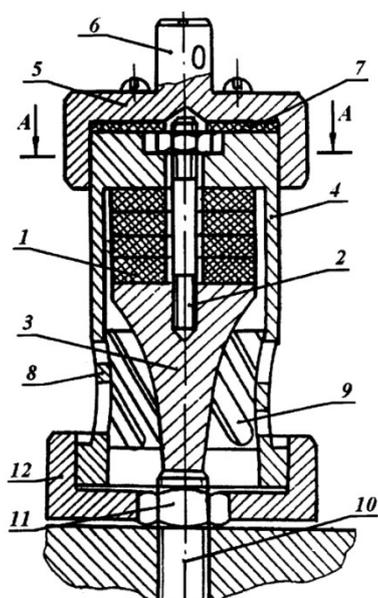


Рисунок 1.3.4. - Ультразвуковой инструмент для разборки резьбовых соединений:

1 – преобразователь, 2 – шпилька, 3 – стержень-концентратор, 4 – корпус, 5 – обойма, 6 – квадрат для фиксации рукояти, 7 – виброизолирующая шайба, 8 – торсион, 9 – наклонный паз, 10 – болт, 11 – гайка, 12 - наконечник

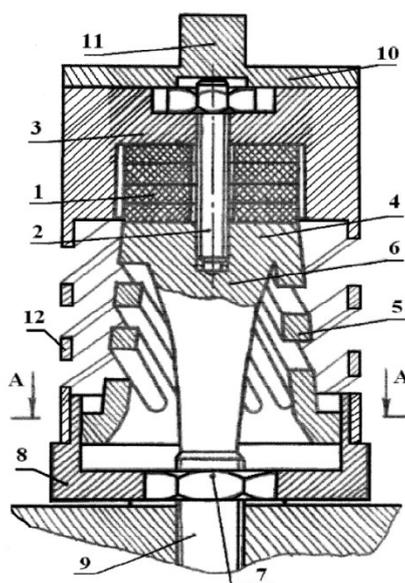


Рисунок 1.3.5. - Ультразвуковой инструмент для разборки резьбовых соединений: 1 – преобразователь, 2 – шпилька, 3 – корпус, 4 – частотопонижающий элемент, 5 – первый торсион, 6 – концентратор колебаний, 7 – гайка. 8 – наконечник, 9 – болт, 10 – переходник, 11 – квадрат для фиксации рукояти, 12 – второй торсион

По сравнению с ультразвуковыми гайковертами, использующими колебания продольного типа, данные конструкции позволяют на 40 – 50 % повысить эффективность работы за счет более полного использования ультразвуковой энергии.

1.4 Краткие выводы. Постановка цели и задач исследования

В результате изучения состояния вопроса определено, что наиболее распространённые причины отказов резьбовых соединений связаны с ослаблением предварительной затяжки. При сборке основная часть усилия затяжки затрачивается на преодоление сил трения в витках резьбы и на торцевых поверхностях. Уменьшение усилия предварительной затяжки является следствием действия эксплуатационных нагрузок, которые способствуют релаксации напряжений в элементах резьбового соединения.

Факторами, осложняющими разборку и способными приводить к деформации и разрушению элементов соединения, являются коррозия, загрязнения, полимеризация смазок, задиры и схватывание сопряженных поверхностей.

Проведённый анализ современных технологий сборки и разборки резьбовых соединений позволил выявить пути повышения эксплуатационных свойств этих соединений. К ним отнесены технологические приёмы, позволяющие обеспечить требуемый момент закручивания при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы.

Как при сборке, так и при разборке резьбовых соединений требуемое технологическое воздействие может быть достигнуто при использовании ультразвуковых колебаний.

Влиянию ультразвуковых колебаний на интенсификацию технологии сборки и разборки резьбовых соединений посвящено значительное количество исследований, однако проведенный анализ показал, что подавляющее большинство работ в этой области направлено на создание оборудования. В

рассмотренных работах отсутствует систематизация сведений о выборе и оптимизации технологических параметров, влиянии различных факторов на эффективность процессов сборки и разборки резьбовых соединений различных типоразмеров.

Учитывая выявленные недостатки технологий сборки и разборки резьбовых соединений и рассмотренные возможности ультразвуковых технологий по воздействию на соединение, **целью диссертационной работы** является – повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений путём создания равномерной нагрузки в витках резьбы, предотвращения самоотвинчивания соединений, обеспечения осевой силы без увеличения начального момента завинчивания при сборке; уменьшения требуемого момента отвинчивания и снижения риска повреждения элементов соединения при разборке, за счёт применения ультразвуковых колебаний.

Для решения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Провести анализ эффективности воздействия ультразвуковых колебаний различного типа (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых) на равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и изменение силы трения в резьбовом соединении при сборке и разборке.

2. Разработать модели силового взаимодействия элементов резьбового соединения при сборке и разборке при приложении продольных, продольно-крутильных, сдвиговых ультразвуковых колебаний.

3. Выявить закономерности влияния акустико-технологических параметров применения ультразвука (амплитуда колебаний, время воздействия, температура элементов соединения) на изменения моментов завинчивания и отвинчивания резьбовых соединений различных типоразмеров.

4. Провести экспериментальные исследования влияния ультразвукового воздействия на изменение момента отвинчивания резьбовых соединений различных размеров, собранных при нормативных моментах завинчивания.

5. Разработать инструменты и технологическую оснастку для передачи ультразвуковых колебаний различного типа (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых) собираемому или разбираемому соединению.

6. Разработать аппаратно-программный комплекс, позволяющий поддерживать заданные технологические режимы работы ультразвукового оборудования при осуществлении сборки и разборки резьбовых соединений.

7. Разработать технологические рекомендации по совершенствованию процессов сборки и разборки резьбовых соединений различных типоразмеров, в том числе расположенных в труднодоступных местах, с применением продольных, продольно-крутильных и сдвиговых ультразвуковых колебаний.

2 Планирование, организация и подготовка экспериментального исследования

2.1 Планирование и методика экспериментальных исследований

В работе проведен ряд исследований по влиянию на резьбовое соединение ультразвуковых колебаний:

- влияние на сборку резьбового соединения трех типов ультразвуковых колебаний – продольных, крутильных и сдвиговых;
- влияние на сборку резьбового соединения с помощью ультразвука массы соединения;
- влияние на сборку резьбового соединения с помощью ультразвука температуры соединения;
- комплексное влияние амплитуды колебаний, температуры соединения и массы соединения на сборку соединения.

Колебания классифицированы по типу колебания резьбового соединения относительно своей оси - продольные колебания излучателя; продольные колебания излучателя, направленные перпендикулярно к оси болта, которые будем называть колебаниями сдвигового типа; продольно-крутильные колебания излучателя. Сравнение влияния на сборку резьбового соединения трех типов проведено с вариантами закрепления, приведенными на рисунке 2.1.1 (а-в). При продольных колебаниях инструмент колеблется вдоль оси соединения, крепление инструмента на соединение осуществляется с помощью фиксирующей крышки. При продольно-крутильных колебаниях предполагается установка собираемого соединения в торцевую головку, которая фиксируется в ультразвуковом инструменте, крутильную составляющую обеспечивают специальные вырезы на инструменте. Инструмент для сдвиговых колебаний представляет собой ступенчатый ультразвуковой излучатель с двумя скобами, между которыми закрепляются элементы резьбового соединения.

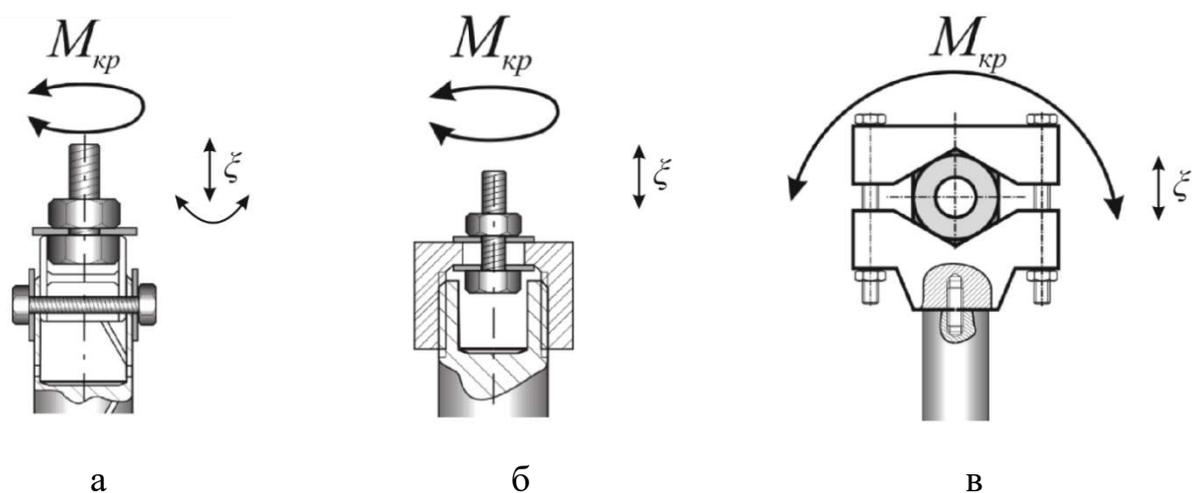


Рисунок 2.1.1 – Варианты закрепления резьбового соединения в инструменте для продольно-крутильных (а), продольных (б) и сдвиговых колебаний (в)

При проведении предварительных экспериментов был выявлен существенный нагрев собираемого соединения (до 150 °С), что обуславливает необходимость определить влияние нагрева на процесс сборки.

Исследование влияния ультразвуковых колебаний различных типов является активным однофакторным экспериментом, поскольку возможен выбор уровня фактора, влияющего на сборку резьбового соединения. Влияющим фактором в данном случае является амплитуда колебаний [96]. Наложение ультразвуковых колебаний на резьбовое соединение является кратковременным для снижения влияния нагрева на результаты исследований, возникающего вследствие потерь.

Исследование влияния на сборку резьбового соединения с помощью ультразвука массы соединения, как и температуры соединения также является активным однофакторным экспериментом. Исследование комплексного влияния амплитуды колебаний, температуры соединения и массы соединения на сборку соединения является активным многофакторным экспериментом, поскольку при проведении эксперимента задаются заранее запланированные значения факторов.

Определение количества повторений опытов основывалось на формуле (2.1.1), которая представляет собой неравенство Чебышева. Из (2.1.1) можно

получить неравенство (2.1.2), по которому можно определить минимальное количество необходимых повторений.

$$P[|\bar{x} - M(x)| \leq \varepsilon] \leq 1 - \frac{D(x)}{n \cdot \varepsilon^2}, \quad (2.1.1)$$

где: P – доверительная вероятность;

\bar{x} - среднее значение измеренной величины;

$M(x)$ – математическое ожидание;

ε – относительная ошибка;

$D(x)$ - дисперсия;

n – количество проведенных опытов.

$$n \geq \frac{D(x)}{\varepsilon^2 \cdot (1-P)} \quad (2.1.2)$$

По результатам предварительных исследований было определено минимальное количество необходимых повторений для $P=0,9$:

$$n \geq \frac{D(x)}{\varepsilon^2 \cdot (1-P)} \geq \frac{0,000028}{0,005282^2 \cdot (1-0,9)} \geq 10,04$$

В результате было принято решение проводить 10 повторений.

Основными ультразвуковыми параметрами, влияющими на процесс сборки, являются:

1. частота ультразвуковых колебаний – f , Гц;
2. амплитуда смещения торцевой поверхности излучателя ξ_m , мкм;
3. продолжительность наложения ультразвука t , с.

При проведении экспериментов исследовались следующие параметры:

- момент откручивания после применения ультразвука $M_{откр}$;
- относительный момент откручивания M_o .

Относительный момент откручивания M_o рассчитывался по отношению (2.1.3):

$$M_o = \left(\frac{M_{откр} \cdot 100\%}{M_{о.б.уз}} \right) * 100, \% \quad (2.1.3)$$

где $M_{о.б.уз}$ - момент откручивания без применения ультразвука.

При проведении экспериментов контролировались следующие параметры:

- момент закручивания $M_{закр}$;

- уменьшение момента закручивания $\Delta M_{закр}$;
- амплитуда ультразвуковых колебаний ξ ;
- частота колебаний f ;
- температура резьбового соединения T , °C.

Момент закручивания $M_{закр}$ для исследуемых типоразмеров резьбовых соединений подбирался согласно [97]. Данный документ регламентирует максимальные и минимальные $M_{закр}$ для резьбовых соединений основного производства с цилиндрической резьбой диаметром 3...24 мм в зависимости от шага резьбы и класса прочности.

Значение амплитуды колебаний ξ на резьбовом соединении варьировалось в диапазоне 1...9 мкм. Такой диапазон выбран в связи с тем, что после превышения 9 мкм соединение нагревается (температура превышает 150 °C), что в свою очередь существенно влияет на условия сборки и разборки. Поэтому для исключения влияния фактора температуры проведение исследований на значениях амплитуды, превышающих 9 мкм, не проводилось. Значение ξ контролировалось путем изменения напряжения на обмотке колебательной системы после проведения её тарировки. Тарировка заключалась в предварительном измерении ξ на торце гайки либо болта (в зависимости от типа крепления для каждого типа колебаний) механическим методом и соотнесении этого значения с напряжением на обмотке датчика. Постоянное значение амплитуды поддерживалось за счет системы автоматической подстройки амплитуды (АПА).

Качество сборки резьбового соединения определялось по изменению момента откручивания $M_{откр}$. Однако значение $M_{откр}$ не регламентируется нормативными документами, в связи с чем необходимо также контролировать $M_{закр}$, который непосредственно связан с $M_{откр}$. При этом в работе контроль разделён на 2 этапа, поскольку контроль процесса с использованием ультразвука имеет отличия от контроля процесса без использования ультразвука.

Известно [18], что для контроля $M_{закр}$ существует 3 метода, подробно описанные в п. 1.1.4 – это ограничение крутящего момента; поворот гайки на определенный угол, затяжка с измерением удлинения стержня шпильки или болта.

Для контроля $M_{закр}$, использовался метод ограничения крутящего момента с использованием динамометра.

В связи с тем, что исследуемое соединение колеблется с ультразвуковой частотой в различных направлениях, как вдоль оси болта, так и перпендикулярно оси болта, использовать метод измерения удлинения стержня некорректно, несмотря на его наибольшую точность. Это обуславливается малой величиной удлинения, которая при затяжке не превышает 20 ... 60 мкм для болтов средней длины, что в определенных условиях может быть соизмеримо амплитуде колебаний.

Метод поворота гайки на определенный угол также неприменим, поскольку предварительные эксперименты показали такую особенность процесса сборки резьбового соединения с использованием ультразвука, как снижение заранее достигнутого нормативного момента закручивания в момент начала наложения колебаний на соединение. Поскольку для корректного сравнения процессов необходимо обеспечить одинаковое значение $M_{закр}$, а потом дополнительно закрутить соединение до нормативного $M_{закр}$, следовательно, общий угол поворота увеличится. В связи с тем, что при использовании ультразвука изменяется характер трения на витках и опорной поверхности, и, следовательно, и коэффициент трения, учитывать постоянное значение угла, на который необходимо докрутить соединение, некорректно.

Контроль $M_{откр}$ также осуществлялся методом ограничения крутящего момента с использованием динамометра.

Контроль амплитуды в процессе наложения ультразвука осуществлялся по предварительно полученному тарировочному графику. Метод подробно описан в пункте 3.2, амплитуда варьировалась в диапазоне 0...9 мкм. Ограничение 9 мкм обусловлено интенсивным нагревом собираемого соединения при превышении этого значения вследствие возникающих потерь, что выявлено в рамках предварительных исследований.

Контроль частоты необходим для обеспечения резонанса, что является главным требованием для эффективной работы УКС с точки зрения режима ее

работы, и осуществлялся с использованием частотомера ЧЗ-33. В случае изменения рабочей частоты вследствие воздействия нагрузки на УКС корректировка осуществлялась регулированием частоты генератора. Частота колебаний составляла 22 кГц, что обусловлено балансом эффективности и требований по безопасности [98].

Температура соединения контролировалась инфракрасным термометром. Измерения проводились до начала наложения ультразвука и после окончания наложения ультразвука, в момент наложения температура не измерялась по причине малой длительности воздействия ультразвука.

Экспериментальное исследование по определению влияния ультразвука на сборку проводилось следующим образом - после закручивания с помощью динамометрического ключа до нормативного значения и контроля величины момента закручивания $M_{закр}$ включался источник колебаний. После включения колебаний контролировалось снижение момента закручивания $\Delta M_{закр}$ и проводилось дозакручивание соединения до нормативного значения $M_{закр}$. Затем измерялся момент откручивания M_o без наложения ультразвуковых колебаний.

Экспериментальное исследование по определению влияния ультразвука на разборку проводилось похожим образом - соединение закручивалось с помощью динамометрического ключа до нормативного значения с контролем величины момента закручивания $M_{закр}$. Затем одновременно с началом процесса откручивания накладывались колебания ультразвуковой частоты, и в процессе откручивания с ультразвуком определялся максимальный момент откручивания M_o .

После проведения сборки с ультразвуком и последующей разборки оценивались параметры шероховатости - высотные параметры R_a , R_z , R_{max} , шаговые S и S_m , а также параметр относительной опорной длины профиля (t_p).

Согласно ГОСТ 2789-73 (с изм.) [99] указанным параметрам шероховатости соответствуют следующие определения:

R_a – среднеарифметическое отклонение профиля;

R_z – наибольшая высота профиля;

R_{max} – полная высота профиля;

S_m – средний шаг неровностей;

t_p – относительная опорная длина профиля, где p – значение уровня сечения профиля.

Для оценки качества поверхности предпочтительными являются параметры R_a или R_z , если их определение невозможно по техническим причинам, то используются иные параметры. Для оценки износостойкости, контактной жесткости, прочности посадок и других эксплуатационных свойств оценивается площадь контакта, выражаемая параметром t_p .

Для проведения экспериментального исследования используется следующее оборудование:

- Ультразвуковой генератор УЗГ5-1.6/22;
- Генератор сигналов ГЗ-33;
- Частотомер ЧЗ-33;
- Милливольтметр ВЗ-28Б;
- Ультразвуковая магнитострикционная колебательная система;
- Прибор измерения температуры testo 810;
- Сушильная камера собственной разработки;
- Криостат LOIPFT-311-25;
- Лабораторные весы AND GF-1000.

Схема установки для исследования влияния ультразвуковых колебаний на сборку резьбового соединения приведена на рисунке 2.1.2.

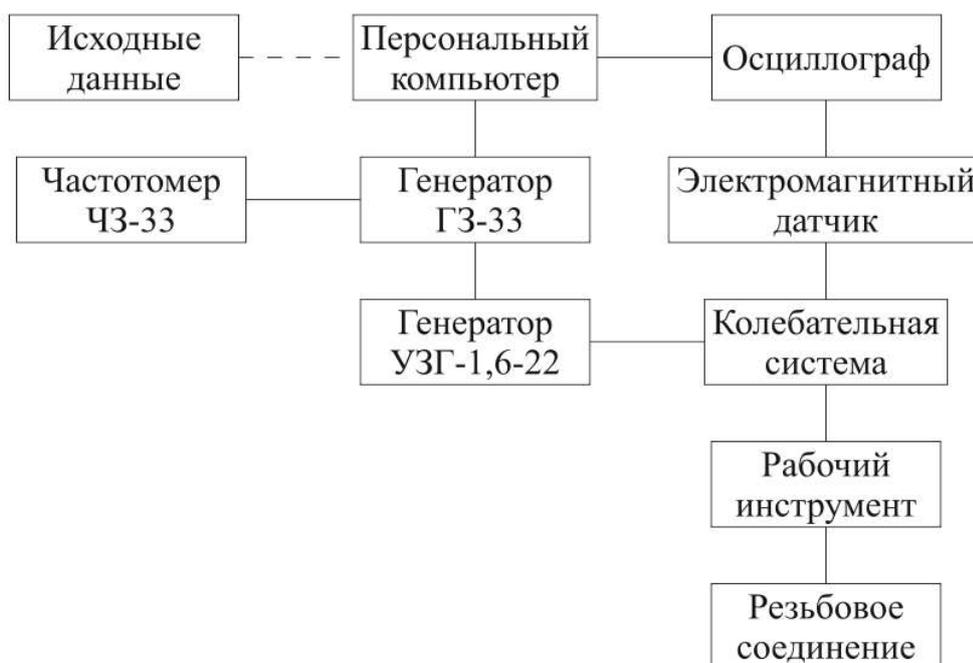


Рисунок 2.1.2 – Схема установки для проведения экспериментального исследования

Ниже подробно рассмотрено применяемое оборудование для измерений и применения ультразвука.

2.2 Оборудование для применения ультразвука и контроля параметров

Комплекс ультразвукового оборудования включает в себя генератор, возбуждающий электрические колебания ультразвуковой частоты, генератор, усиливающий мощность сигнала, и колебательную систему, которая преобразует электрические колебания в механические.

Генератор сигналов (рисунок 2.2.1), который непосредственно создает сигналы, поступающие далее к ультразвуковому генератору, позволяет установить необходимую частоту этих сигналов. В рамках данного исследования используется генератор ГЗ-33.



Рисунок 2.2.1 – Генератор сигналов ГЗ-33

Технические характеристики генератора приведены в таблице 2.2.1 [100].

Таблица 2.2.1 - Технические характеристики генератора ГЗ-33

Диапазон частот, Гц	20...200 000
Погрешность генератора по частоте, Гц	$\pm(0,02F+1)$
Максимальная выходная мощность, Вт	5
Пределы плавной расстройки по частоте, Гц	$\pm 0,015 F$
Погрешность вводимой расстройки, Гц	$\pm(0,003^{\wedge} + 0,3)$
Напряжение питания однофазное при 50 Гц, В	$220 \pm 10\%$
Потребляемая мощность, Ва	150

Ультразвуковой генератор УЗГ5-1.6/22, внешний вид которого представлен на рисунке 2.2.2, выполняет функции усилителя сигнала, а также позволяет регулировать такие параметры, как мощность и ток подмагничивания.



Рисунок 2.2.2 – Ультразвуковой генератор УЗГ5-1.6/22

Технические характеристики генератора приведены в таблице 2.2.2 [101].

Таблица 2.2.2 - Технические характеристики ультразвукового генератора УЗГ5-1.6/22

Частота рабочая, кГц	22±1,65
Ток подмагничивания, А	0+25
Номинальная выходная мощность, кВт	1,6
Потребляемая мощность, кВа	4
Напряжение питания однофазное при 50 Гц, В	220 / 380
Масса не более, кг	260

В качестве преобразователя электрических колебаний в механические, использовалась УКС, жестко закрепленная на штативе с возможностью регулировки высоты, со специальными излучателями, отличающимися для разных

типов колебаний. Колебательная система магнитострикционного типа выполнена из пермендюра, что позволяет получить на торце излучателя амплитуду колебаний до 70 мкм, характеристики пермендюра приведены в таблице 2.2.3.

Таблица 2.2.3 – Основные характеристики пермендюра К49Ф2

Скорость звука c , м/с	Волновое сопротивление $\rho c \times 10^{-6}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \times \text{с}}$	Эффективная константа магнитострикции $\lambda_{\text{эф}} \times 10^7, \frac{\text{Па}}{\text{Тл}}$	Амплитуда насыщения индукции B_s , Тл
5200	42	1,75	2,4
Коэффициент потерь $Q^{-1} \times 10^3$	Температура Кюри	Модуль Юнга $E \times 10^{-11}, \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	Максимальное значение магнитострикционных напряжений $(\sigma_M)_m$, МПа
0,83	980	2,05	75

Данный комплекс ультразвукового оборудования позволяет работать на амплитудах колебаний 0...70 мкм и имеет возможность смены инструмента.

Для точного определения частоты, при которой происходит наложение ультразвука, используется частотомер ЧЗ-33 (рисунок 2.2.3). Он позволяет измерять частоту; разность частот; отношение частот; частоту вращения; период, количество импульсов за произвольный промежуток времени. Измерение частоты важно для контроля резонанса и его поддержания в процессе работы, поскольку с изменением нагрузки изменяется и резонансная частота.



Рисунок 2.2.3 – Частотомер ЧЗ-33

Технические характеристики частотомера приведены в таблице 2.2.4 [102].

Таблица 2.2.4 – Технические характеристики частотомера ЧЗ-33

Диапазон измерения частот, Гц	10...10 000 000
Диапазон измерения частот импульсных сигналов, Гц	10...10 000 000
Диапазон измерения частот синусоидальных сигналов, Гц	10...10 000 000
Измеряемый интервал времени между импульсами, мкс	10...1,0×10 ⁸
Входное напряжение, В	0,1 – 100 В
Амплитуда, В	5
Потребляемая мощность, Вт	50

Амплитуда в процессе наложения ультразвука определялась с помощью предварительно полученного тарировочного графика - зависимости амплитуды от напряжения на УКС. Тарировочный график позволяет определять амплитуду УКС на основании измерения напряжения, подаваемого от генератора колебаний.

Для определения напряжения использовались вольтметр и осциллограф, которые получали данные с электромагнитного датчика [103]. Электромагнитный датчик устанавливался на волновод УКС, как показано на рис. 2.2.5.



Рисунок 2.2.4 – Электромагнитный датчик для определения напряжения КС

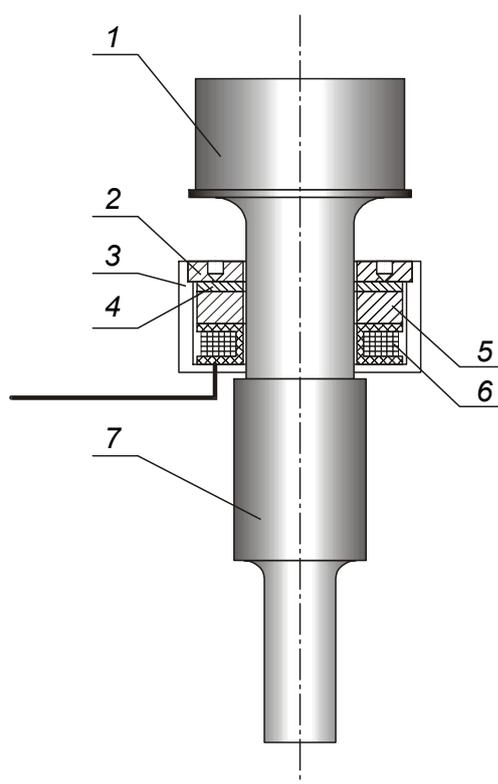


Рисунок 2.2.5 – Схема закрепления электромагнитного датчика на УКС, где:

- 1 – волновод; 2 – крышка; 3 – корпус; 4 - центрирующее кольцо; 5 - постоянный магнит; 6 – катушка; 7 - УЗ излучатель

К датчику подведен кабель, который передает данные на используемое устройство: вольтметр или осциллограф. Датчик работает по принципу, основанному на возникновении вихревых токов в металлическом волноводе, движущемся в поле постоянного магнита. Индуктивные датчики во многом определяются их высокой надежностью и устойчивостью к воздействию внешних факторов. На выбор датчика влияют такие параметры, как: габаритные размеры и способ установки, индуктивное и магнитное сопротивление, минимальный ток срабатывания. Также на точность работы датчика влияет температура и другие факторы в зоне действия датчика.

В процессе работы контроль и поддержание необходимой амплитуды осуществляются следующим образом. Необходимые данные вносятся в персональный компьютер (ПК), с ПК сигнал передает данные на генератор, затем генератор их передает УКС. От УКС данные передаются на осциллограф и затем снова следуют в ПК, при необходимости корректировки компьютер подает нужные сигналы.

Таким образом, вмешательство и контроль со стороны оператора минимален. Эта схема является универсальной для любого оборудования, а ее отличительной чертой является возможность получения всех интересующих данных на экране ПК. При создании специальных программ управления также становится возможным контроль изменений внешних параметров при работе УКС, например, температуры.

2.3 Измерительное и испытательное оборудование

Для измерения профиля резьбы и шероховатости поверхности используется контурограф модели 220 (рисунок 2.3.1). Прибор предназначен для измерений параметров шероховатости и профилей различных деталей, как плоских, так и тел вращения. Он позволяет измерять радиусы дуг, координаты точек, расстояния, углы и т.п. действие прибора основано на принципе ощупывания неровностей поверхности щупом с индуктивным датчиком путем перемещения щупа по

измеряемой поверхности и последующего преобразования механических колебаний щупа в цифровой сигнал.



Рисунок 2.3.1 – Контурограф модели 220

Контурограф позволяет измерять параметры шероховатости, регламентированные [99, 104], контактным методом. Метод основан на принципе ощупывания неровностей измеряемой поверхности щупом индуктивного датчика в процессе перемещения датчика вдоль измеряемой поверхности с постоянной скоростью. Щупом является стальная игла. После измерения происходит преобразование перемещения щупа из аналогового в цифровой сигнал с дальнейшей обработкой сигнала на компьютере.

Технические характеристики контурографа приведены в таблице 2.3.1 [105].

Таблица 2.3.1 - Технические характеристики контурографа модели 220

Диапазон измерений, мм	0,0001...120
Пределы допускаемой погрешности измерений, При измерении длины, мкм	$\pm(0,1+0,2*L/100)$
При измерении радиуса, мкм	$\pm(0,2+0,1*r/100)$

При измерении углов	$\pm 0,1$
Пределы допускаемого отклонения от прямолинейности перемещения датчика, На длине 50 мм, мкм На длине 100 мм, мкм На длине 200 мм, мкм	$\pm 0,5$ $\pm 1,0$ $\pm 3,0$
Скорость трасирования, мм/с	0,5; 1,0; 2,0
Измерительное усилие, мН	1...200
Минимальный шаг перемещения координатного стола, мкм	4,0
Максимальная длина оценки, мм	220

Для определения массы элементов резьбового соединения используются лабораторные электронные весы AND GF-1000 (рисунок 2.3.2). Данные весы имеют предел взвешивания в 1100 г. и дискретность в 0,001г. Класс точности по ГОСТ 24104-2001 соответствует I классу [106].



Рисунок 2.3.2 – Лабораторные электронные весы AND GF-1000

Измерение температуры соединения используется двухканальный прибор измерения температуры с инфракрасным термометром testo 810 (рисунок 2.3.3). Прибор предназначен для измерения температуры поверхности различных объектов по их собственному излучению в спектральном диапазоне 8-14 мкм [107]. Диапазон измерений в режиме инфракрасного измерения температуры составляет $-30...+300^{\circ}\text{C}$, погрешность измерений составляет $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 2.3.3 – Прибор измерения температуры с инфракрасным термометром testo 810

Для обеспечения температуры -18°C использовался криостат жидкостный серии LOIPFT-311-25 (рисунок 2.3.4). Данная модель позволяет проводить исследования с нижним пределом задаваемой температуры -25°C , предел допускаемой погрешности воспроизведения заданной температуры составляет $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, нестабильность поддержания температуры не более $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ [108]. В данной установке в качестве хладагента используется Тосол. При охлаждении элементов резьбового соединения элементы помещались в водонепроницаемую оболочку и погружались в тосол.



Рисунок 2.3.4 – Криостат жидкостный серии LOIPFT-311-25

Для обеспечения температуры 80 °С использовался сушильный шкаф собственной разработки (рисунок 2.3.5). Данная модель позволяет проводить исследования с верхним пределом задаваемой температуры 90 °С, предел допускаемой погрешности воспроизведения заданной температуры составляет $\pm 1^\circ\text{C}$, диапазон поддержания температуры не более $\pm 0,5^\circ\text{C}$.



Рисунок 2.3.5 – Сушильный шкаф собственной разработки

Также использовались динамометрический шкальный ключ АвтоДело и стрелочный динамометр МЕГЕОН. Динамометрический шкальный ключ АвтоДело имеет шкалу, установленную на ключе, которая позволяет проводить затяжку соединений до 300 Н*м, как с левой, так и с правой резьбой. Стрелочный динамометр МЕГЕОН обеспечивает максимальную нагрузку 200 Н, имеет точность измерений $\pm 1\%$.

Для испытаний на срыв соединения использовалась универсальная испытательная машина (разрывная машина) УТС-110М-50-0У, внешний вид представлен на рисунке 2.3.6.



Рисунок 2.3.6 – Разрывная машина УТС-110М-50-0У

Машина предназначена для измерения нормированного значения меры силы при проведении механических испытаний в режиме растяжения или сжатия образцов конструкционных материалов или различных изделий. Данная машина позволяет измерять нагрузку в диапазоне 0,5...50 кН при диапазоне рабочих скоростей 0,005...500 мм/мин.

2.4 Методика обработки результатов исследований

Обработка результатов экспериментов проводилась в программе Statistica, которая позволяет провести различные виды анализа и получить сведения о достоверности полученных результатов.

Обработка результатов активного однофакторного эксперимента заключалась в регрессионном анализе полученных данных. Он основан на построении диаграммы рассеяния полученных данных, определении вида подгонки модели, характера математической модели, определения коэффициентов модели и степени достоверности полученной математической модели [109, 110]. При построении зависимостей рассматривались подгонка методом наименьших квадратов для определения характера модели и подгонка полиномиального вида для определения достоверной математической модели зависимости. Рассматривались 7 видов моделей от полинома 1 степени до полинома 3 степени. Определение точной полиномиальной модели достигается за счет перебора моделей с различными степенями и их сочетаниями, которые могут быть обработаны программой Statistica. Виды рассматриваемых моделей представлены в таблице 2.4.1.

Таблица 2.4.1 – Виды рассматриваемых моделей.

№	Вид модели
1	$y = B_0 + B_1x$
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$
3	$y = B_0 + B_2x^2$
4	$y = B_0 + B_3x^3$
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$

В рамках проверки каждой модели на адекватность оценивались значение критерия F Фишера с оценкой p уровня его значимости, значение коэффициента корреляции R и коэффициента детерминации R^2 . Также оценивался уровень значимости p по критерию Стьюдента для коэффициентов B_i . Также оценивалась стандартная ошибка оценки ε .

Критерий F Фишера используется для проверки гипотезы о нулевых значениях коэффициентов регрессии. Гипотеза отклоняется при малом уровне значимости.

Коэффициент R^2 показывает качество подгонки регрессионной модели к наблюдаемым значениям y_i . Если $R^2=0$, то регрессия Y на x_1, \dots, x_k не улучшает качества предсказания значения y по сравнению с тривиальным предсказанием значения y . Другой крайний случай $R^2=1$ означает точную подгонку: все точки наблюдений лежат на регрессионной плоскости.

Графическая визуализация полученной математической модели выполняется вручную методом построения кривой по точкам, рассчитанным по модели, поскольку инструментарий программы Statistica 10 не предполагает автоматического построения кривой по полученной после анализа модели.

При планировании многофакторного эксперимента для уменьшения количества проводимых опытов при сохранении уровня достоверности получаемых результатов подбирался план проведения эксперимента. В результате был подобран некомпозиционный план Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов, в котором каждая переменная варьируется на трех уровнях: $+1, 0, -1$, схема плана приведена на рис. 3.4.1.

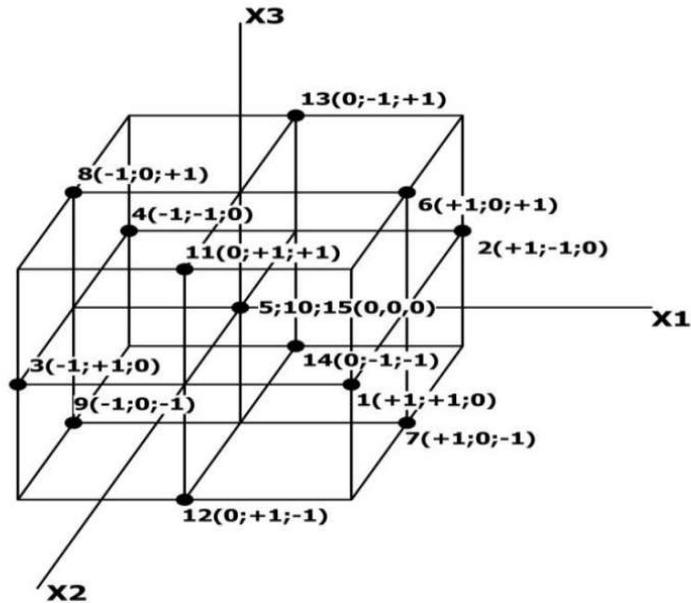


Рис. 2.4.1 – Схема плана Бокса-Бенкина

Обработка результатов активного многофакторного эксперимента проводилась по методике, описываемой в [111] и заключалась в определении коэффициентов модели и степени достоверности полученной математической модели. Как правило, неизвестную зависимость исследуемой величины от нескольких независимых факторов представляют полиномом вида (2.4.1):

$$Y = \beta_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} \beta_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} \beta_{ii} x_i^2 + \dots \quad (2.4.1)$$

По результатам опытов можно определить только выборочные коэффициенты регрессии $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii}, \dots$, которые являются лишь оценками теоретических коэффициентов $\beta_0, \beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}, \dots$ полинома (2.4.1). Это происходит, поскольку для расчета коэффициентов регрессии переменные кодируются. Уравнение регрессии, полученное по результатам опытов, имеет вид (2.4.2). При этом следует отметить, что переводить полученную по данной методике модель вида 2.4.2 в модель (2.4.1), содержащую натуральные факторы, не рекомендуется, поскольку это резко ухудшает возможность интерпретации модели и принятие по ней технико-экономических решений. Степень достоверности оценивается по критерию Фишера F .

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} x_i^2 + \dots \quad (2.4.2)$$

Модель, включающая в себя натуральные факторы, определялась с помощью программы Statistica по методике, описываемой в [112], методом факторного анализа без поворота осей.

3 Теоретические аспекты процесса сборки резьбовых соединений

3.1 Общая физическая характеристика процесса сборки резьбовых соединений

Известно, что большую часть резьбовых соединений, применяемых в изделиях машиностроения, собирают с предварительной затяжкой, при этом одним из условий надежной работы соединения является правильная затяжка соединения [15].

Напряжения предварительной затяжки устанавливают в соответствии с условиями герметичности и плотности (жесткости) стыка. Последнее является необходимым условием обеспечения прочности резьбовых соединений при переменных нагрузках (3.1.1) [15]:

$$\sigma_0 = \sigma_p (1 - \chi), \quad (3.1.1)$$

где $\sigma_0 = F_0/A_1$ – напряжение предварительной затяжки (F_0 – сила затяжки, A_1 – площадь сечения винта по резьбовой части);

$\sigma_p = F_p/A_1$ – номинальное напряжение от наибольшей внешней (рабочей) нагрузки, возникающее в стержне болта (шпильки) при работе;

χ — коэффициент основной нагрузки, зависящий от податливостей составляющих элементов соединения (как правило, составляет 0,2...0,4).

Однако при сборке напряжения предварительной затяжки уменьшаются в результате различных факторов, например - смятия неровностей на стыках, релаксации напряжений, повышения рабочих нагрузок при работе на нерасчетном режиме и т. п. С учетом этого расчетное напряжение затяжки увеличивают в ν раз (3.1.2).

$$\sigma_0 = \nu \sigma_p (1 - \chi), \quad (3.1.2)$$

Согласно условию плотности стыка $\nu = 1,25 \dots 2,00$ при постоянном нагружении и $\nu = 2,5 \dots 4,0$ при переменном нагружении. В соответствии с условием герметичности $\nu = 1,3 \dots 2,5$ при мягких прокладках; $\nu = 2,5 \dots 3,5$ при металлических фасонных прокладках; $\nu = 3,0 \dots 4,0$ при плоских металлических прокладках [15].

Одним из распространенных методов контроля качества сборки резьбового соединения является контроль на основе использования специальных проградуированных динамометрических ключей. Применение такого инструмента основано на связи вращающего момента на ключе и усилия затяжки. Момент, приложенный к гайке, уравнивается моментами сил трения в резьбе и на торце гайки [15].

Моменты сопротивления в резьбе и на торце гайки определяются соотношениями (3.1.3) и (3.1.4) соответственно:

$$M_p = 0,5F_0 d_2 \frac{\frac{P}{(\pi d_2)} + f_p}{1 - f_p P / (\pi d_2)}, \quad (3.1.3)$$

$$M_T = f_T F_0 R_T, \quad (3.1.4)$$

где d_2 – средний диаметр;

P — шаг резьбы;

f_p - коэффициент трения в резьбе;

f_T - коэффициент трения на торце гайки;

R_T - радиус трения опорной поверхности гайки (головки болта), зависящий от формы торца.

Соответственно, вращающий момент на ключе (момент затяжки) определяется как (3.1.5):

$$M_{\text{кл}} = 0,5F_0 d_2 \frac{\frac{P}{(\pi d_2)} + f_p}{1 - f_p P / (\pi d_2)} + f_T F_0 R_T, \quad (3.1.5)$$

Для идеального резьбового соединения (без трения в резьбе и на торце гайки, т. е. при $f_p = 0$, $f_T = 0$) момент на ключе (3.1.6) расходуется на преодоление угла подъема резьбы.

$$M_{\text{кл}}^* = F_0 \frac{P}{2\pi} \quad (3.1.6)$$

Как правило, $M_{\text{кл}}^*$ составляет (0,05 ... 0,15) $M_{\text{кл}}$ и основная часть момента на ключе расходуется на преодоление сил трения. В приближенных расчетах в

формуле для определения $M_{\text{кл}}$ можно принять $d_2 \approx d$. Тогда для метрической резьбы ($\alpha = 60^\circ$, $f_p = 1,15f$):

$$M_{\text{кл}} = F_0 \left[0,5d \left(\frac{P}{\pi d} + 1,15f \right) + f_T R_T \right], \quad (3.1.7)$$

При обычных значениях $f = f_T = 0,15$; $R_T = 0,7d$ и $d/P = 8$ соотношение приобретает следующий вид:

$$M_{\text{кл}} \approx 0,2F_0 d, \quad (3.1.8)$$

Отношение (3.1.8) подходит для предварительной оценки вращающего момента на ключе. Если принять напряжение затяжки $\sigma_0 = 0,6 \sigma_T$, а $d_1 \approx 0,85d$ (где d_1 – внутренний диаметр), то F_0 определяется как 2.1.9 а $M_{\text{кл}}$ как 2.1.10 соответственно:

$$F_0 = 0,6 \sigma_T \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (3.1.9)$$

$$M_{\text{кл}} \approx 0,07 \sigma_T d^2. \quad (3.1.10)$$

Из (3.1.8) следует, что при неизменных коэффициентах трения сила затяжки пропорциональна моменту на ключе. В действительности коэффициенты трения зависят от удельного давления и ряда других факторов, среди которых основными являются наличие и вид покрытия резьбы, шероховатость поверхностей трения, наличие и вид смазочного материала, повторяемость сборки, скорость закручивания, а также жесткость соединения, влияющая на удельные давления. Поэтому связь между $M_{\text{кл}}$ и F_0 не остается постоянной даже внутри одной и той же серии болтов. Анализ, ранее проведенных работ [15], показывает, что зависимость $M_{\text{кл}} = f(F_0)$ не является устойчивой; она обеспечивает точность получения силы затяжки $\pm 30\%$.

Учитывая вышеизложенное, очевидно, что наибольшее влияние на усилие затяжки оказывает коэффициент трения, который зависит в т. ч. и от основных геометрических параметров резьбового соединения.

3.2 Трибологические особенности взаимодействия тел в резьбовых соединениях

Согласно известным представлениям, возникающие при контакте двух тел силы трения, препятствующие их относительному движению, имеют молекулярную природу [113]. Тем не менее, различают «молекулярную» и «механическую» составляющие силы трения.

Первая из них связана с деформированием и последующим разрушением молекулярных связей, которые образуются в точках касания скользящих поверхностей. Возникающие в результате этих процессов высокие давления и температуры в местах разрыва и образования связей столь существенно видоизменяют свойства приповерхностных слоев материалов, что вполне допустимо говорить об образовании в приконтактной области третьего тела, свойства которого и определяют фрикционные параметры поверхностей. Если разрушение фрикционной связи происходит в пределах «третьего тела», то имеет место внешне трение. Если разрушение затрагивает и слои основного материала, например, разрушение внедрившимися микронеровностями, то дополнительно вводят в рассмотрение механическую или деформационную составляющую силы трения. В общем случае деформирование поверхностного слоя и межмолекулярные взаимодействия твердых тел на границе раздела взаимно связаны. Однако с достаточно хорошим приближением можно считать [114], что сила трения на каждой микронеровности равна сумме молекулярной и деформационной составляющей.

Важно отметить, что трение является чисто внешним [115], если контурные давления P_c в местах контакта поверхностей не превышают величины

$$P_c \leq \frac{0,125HB}{\Delta^2} \left(1 - \frac{\sigma\tau_n}{HB}\right)^2 \quad (3.2.1)$$

Где $\Delta = R_{max}/(R_b)^{1/2}$ – характеристика микрогеометрии поверхности [R_{max} – расстояние между максимальным выступом и впадиной (по высоте) в пределах базовой длины, b –параметр кривой опорной поверхности (для оценок $b \approx 2$), R

$= (R_{\text{прод}} * R_{\text{поп}})^{1/2}$ – средний размер сферического сегмента, моделирующего шероховатость поверхности], НВ–твердость материала по Бринеллю, τ_n – касательные напряжения в зонах касания.

Качественно ясно, что в соединениях типа «плунжерная пара», разборка которых затруднена в связи с адгезией молекул рабочего вещества в пространстве между металлическими поверхностями, основную роль играют процессы молекулярного трения. При их описании считается, что свойства третьего тела, образовавшегося в приконтактной области, близки к свойствам жидкости, силы трения в которых пропорциональны относительной скорости движения слоев:

$$\tau_n = \eta \frac{dv}{dz}, \quad (3.2.2)$$

где η – коэффициент вязкости, который согласно кинетической теории Френкеля равен

$$\eta = A(T) \exp\left(\frac{\omega}{Kt}\right), \quad (3.2.3)$$

где A – функция температуры T ; K – постоянная Больцмана; ω – энергия активации вязкого течения жидкости, которая зависит от давления P и температуры:

$$\omega = B + \gamma P - \alpha(T - T_1), \quad (3.2.4)$$

где B, γ, α – постоянные.

Если при скольжении заметного изменения температуры тел не происходит, то из (3.2.2-3.2.4) следует, что

$$\tau_n = (\tau_0 + \beta |\sigma_n|) \eta \frac{dv}{dz}, \quad (3.2.5)$$

где τ_0 и β – фрикционные характеристики, зависящие от условий работы трущейся пары, σ_n – нормальное напряжение.

$$\tau_0 = A(T) \exp\left\{\frac{B - \alpha(T - T_1)}{KT}\right\}; \quad \beta = A(T) \left(\frac{\gamma}{Kt}\right) \exp\left\{\frac{B - \gamma(T - T_1)}{KT}\right\}; \quad (3.2.6)$$

Формула (3.2.5) была установлена экспериментально в работах [116, 117].

При внешнем трении сила, необходимая для относительного движения тел [118]:

$$F = F_{об} + F_{ад}, \quad (3.2.7)$$

где: $F_{об}$ – сила, затрачиваемая на объемное деформирование материала; $F_{ад}$ – сила, затрачиваемая на объемное деформирование материала.

Величина $F_{ад}$ зависит от величины касательных напряжений. По условию пластичности $\tau \leq \frac{\sigma_S}{2}$, в таком случае:

$$F_{ад} = (\tau_0 + \beta c \sigma_S) \pi R h_{кин} \quad (3.2.8)$$

Деформационная составляющая силы трения $F_{об}$ зависит от величины контурного давления и класса обработки поверхности. Различают следующие случаи:

1. Упругий насыщенный контакт:

$$0 \leq \frac{P_c * (1 - \mu^2)}{E} \leq 6 * 10^{-2} * \Delta^{1/2} \quad (3.2.9)$$

Сила трения обусловлена гистерезисными потерями, возникающими при деформации поверхностного слоя менее жесткого тела и равна:

$$F_d = \frac{0,25 \alpha_{эф} h^2 E}{1 - \mu^2}, \quad (3.2.10)$$

где E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона; h – сближение расстояний от вершины максимального выступа первого тела до поверхности второго. Средние нормальные напряжения в зоне касания:

$$\sigma_n = \frac{0,4 h^{1/2} E}{(1 - \mu^2) R^{1/2}} \quad (3.2.11)$$

Коэффициент трения K для наиболее распространенных видов механической обработки:

$$K = \left(\frac{2,4 \tau_0 (1 - \mu^2)^{4/5}}{P_c^{1/5} + \Delta^{2/5} + E^{4/5}} \right) \frac{dv}{dz} + 0,24 \alpha_{эф} P_c^{1/5} \Delta^{2/5} \left(\frac{1 - \mu^2}{E} \right)^{1/5} \quad (3.2.12)$$

Первые два слагаемых – молекулярная составляющая K , уменьшается с ростом P_c и Δ - деформационная, увеличивается с ростом этих параметров.

2. Упругий насыщенный контакт:

$$6 * 10 * \Delta^{1/2} \leq \frac{P_c * (1 - \mu^2)}{E} \quad (3.2.13)$$

Реализуется для материалов с невысоким значением модуля упругости; коэффициент трения равен:

$$K = \left(\frac{1,25 \tau_0 (1 - \mu^2)^{2/3}}{P_c^{1/3} \Delta^{1/3} E^{2/3}} + \beta \right) \frac{dv}{dz} + \frac{0,4 \alpha_{эф} P_c^{1/3} (1 - \mu^2)^{1/3} \Delta^{1/3}}{E^{1/3}} \quad (3.2.14)$$

3. Пластический насыщенный контакт:

$$\frac{14,5}{\Delta^2} \left[\frac{HB(1-\mu^2)}{E} \right] \leq \frac{P_c}{HB} \leq 0,0625 \quad (3.2.15)$$

При расчете молекулярной составляющей трения в этом приближении считается, что $P_c = HB$, так как при движении возникают пластические деформации, а деформационная составляющая обусловлена «пропахиванием» поверхности менее пластичного элемента пары. В этом пределе:

$$K = K_M + 0,5\Delta^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_c}{HB} \right)^{1/4}, \quad (3.2.16)$$

где K_M не зависит от P_c . При выводе (3.2.14) считается, что $\frac{dv}{dz} = const$ в плоскости контакта.

4. Пластический насыщенный контакт:

$$0,0625 \leq \frac{P_c}{HB} \leq 0,24\alpha HB \quad (3.2.17)$$

достигается при использовании металлов только в тяжело нагруженных узлах трения, подшипниках скольжения, в соединениях с гарантированным натягом деталей, имеющих контакт в ограниченной области.

Как видно из соотношений (3.2.12), (3.2.14), (3.2.16) для определения силы трения необходимо знать величину контурного давления P_c . Для системы вал-втулка P_c определяется формулой Ламе:

$$P_c = \frac{\Delta H/d_c}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} - \mu_2 \right)}, \quad (3.2.18)$$

где d_c – диаметр сопрягаемой поверхности, E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона вала и втулки соответственно, $K_1 = d_c/d_1, K_2 = d_c/d_2, d_1$ – внутренний диаметр вала, d_2 – внешний диаметр обоймы, если вал сплошной, то $K_1 = 0$ и

$$P_c = \frac{\Delta H/d}{\frac{1-\mu_H}{E_1} + \frac{1}{E_2} \left(\frac{K+K_2^2}{1-K_2^2} - \mu_2 \right)} \quad (3.2.19)$$

В случае $E_1 = E_2$ и $\mu_1 = \mu_2$ равенство (3.2.19) еще более упрощается:

$$P_c = \frac{\Delta HE}{d \left(1 + \frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} \right)} \quad (3.2.20)$$

Из (3.2.9) и (3.2.18) следует, что упругие деформации в зонах фактического касания сопряжений с гарантированным натягом имеют место, если:

$$\frac{\Delta H}{d} \approx \frac{5,4((1-\mu_2)^4 + HB^5)}{E_2^4} * \left\{ \frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} - \mu_2 \right) \right\} \quad (3.2.21)$$

При работе поверхностей до $0,5 < R_a < 0,32 \text{ мкм}$, $\Delta \sim 0,5$ и $\Delta H/d \sim 1,5 * 10^{-7} \text{ см}$ – такие натяги практически осуществить не удастся, т.е. обеспечить упругие деформации в зонах касания соединений с гарантированным натягом при обычной обработке поверхностей нельзя. Разумные значения $\Delta H/d$ возникают при обработке поверхностей с точностью до $R_a < 0,16 \text{ мкм}$ (R_a – среднеарифметическое отклонение профиля поверхности детали).

Пластический ненасыщенный контакт реализуется при

$$\frac{\Delta H}{d} \approx \frac{5,4((1-\mu_2)^4 + HB^5)}{E_2^4} * \left\{ \frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} - \mu_2 \right) \right\} \quad (3.2.22)$$

в пластический насыщенный контакт, если

$$\frac{\Delta H}{T_d} \approx 0,125 \alpha HB * \left\{ \frac{1}{E_1} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1+K_2^2}{1-K_2^2} - \mu_2 \right) \right\} \quad (3.2.23)$$

В (3.2.21), (3.2.22) – твердость наиболее мягкого материала $0,5 \leq \alpha \leq 1$ ($\alpha = 0,5$ для запрессовки, $\alpha = 1$ для тепловой сборки), T_d – температурный коэффициент линейного расширения.

Рассмотрим случай, когда применение формулы (3.2.18) для расчета P_c не приведет к существенным ошибкам. Дело в том, что после сборки происходит сближение поверхностей тел и в (3.2.18) вместо ΔH должна стоять величина $\Delta h - h$, где h – сближение поверхностей. Расчеты показывают, что при упругих деформациях в зонах фактического касания прочность соединения не зависит от вида сборки (тепловая, пресс), величины и направления касательных к поверхности соединения усилий. При данном виде напряжений соединение допускает многократные сборки-разборки без заметного изменения прочности (требование к поверхности $R_a < 0,16 \text{ мкм}$), а формула (3.2.18) справедлива без ограничений.

При пластическом насыщенном и ненасыщенном контакте учет сближения поверхностей существеннее при $R_a > 2,5 \text{ мкм}$.

Резюмируя вышеизложенное можно заключить, что величина силы трения:

$$F_{\text{тр}} = K P_c S \quad (3.2.24)$$

определяется площадью соприкасающихся поверхностей S , давлением P_c , определяемым по формулам (3.2.18), (3.2.19), (3.2.20), и коэффициентом трения K , который в наиболее интересном для наших целей случае упругого насыщенного контакта определяется равенством (3.2.14). Причем в соединениях, собираемых без натяга с хорошей степенью точности, деформационная составляющая силы трения незначительна и трение является чисто внешним. В этом случае сила трения пропорциональна относительной скорости трущихся поверхностей:

$$F_{\text{тр}} = P_c S \left(\frac{2,4\tau_0(1-\mu^2)^{\frac{4}{5}}}{P_c^{\frac{1}{5}}\Delta^{\frac{2}{5}}E^{\frac{4}{5}}} + \beta \right) \frac{dv}{dz} \quad (3.2.25)$$

3.3 Схемы действия сил при различном наложении ультразвука на резьбовое соединение

Рассмотрение сил, существующих в соединении при сборке, целесообразно проводить при следующих допущениях:

- ультразвуковые колебания накладываются на болт;
- взаимодействие элементов резьбового соединения рассматривается как движение материальной точки по наклонной поверхности;
- рассматриваемое взаиморасположение элементов соединения соответствует моменту с достижением максимального отклонения рабочего инструмента ультразвуковой колебательной системы (УКС) от положения равновесия (сжатии). Поскольку колебания, передаваемые соединению, при сборке и разборке являются гармоническими, рассматриваются 3 взаимных расположения болта и гайки. Первое - при максимальном отклонении рабочего инструмента колебательной системы от положения равновесия (сжатии) и наличии контакта на грани резьбы болта ближней к головке. Второе – при положении равновесия и отсутствии контакта. Третье – при максимальном отклонении рабочего

инструмента колебательной системы (растяжении) и наличии контакта на грани резьбы болта, наиболее удалённой от головки;

- в рассматриваемой системе координат болт (наклонная поверхность) является неподвижным, а гайка (материальная точка) является движущимся объектом.

Основными силами, действующими на соединение при сборке, являются:

- осевая сила F_0 , направленная от головки болта;

- сила тяжести mg ;

- сила, возбуждаемая перемещением соединения с ультразвуковой частотой

$$F_{уз} = F \cos \omega t;$$

- сила трения $F_{тр}$, направленная в проекции в противоположную $F_{закр}$ сторону;

- силы инерции F_{in} ;

- сила закручивания на ключе $F_{закр}$.

Под силами инерции понимаются центробежная сила $F_{цб}$ и сила Кориолиса F_k [86]. В данном случае:

$$F_{in} = F_{цб} + F_k = F_{inm} \sin^2 \omega t, \quad (3.3.1)$$

$$\text{где } F_{inm} = 1,5m\omega^2 \xi_m(k\xi_m) \sin 2kxt g \varphi$$

Очевидно, что при разных схемах наложения ультразвуковых колебаний на собираемое соединение уравнение движения будет отличаться от случая к случаю в связи с различным направлением действия сил. Рассмотрим 4 основных случая расположения соединения – горизонтальное расположение соединения, вертикальное с подводом инструмента снизу, вертикальное с подводом инструмента сверху и расположение под углом φ .

Рассмотрим случай наложения продольных колебаний при расположении собираемого соединения горизонтально (рисунок 3.3.1).

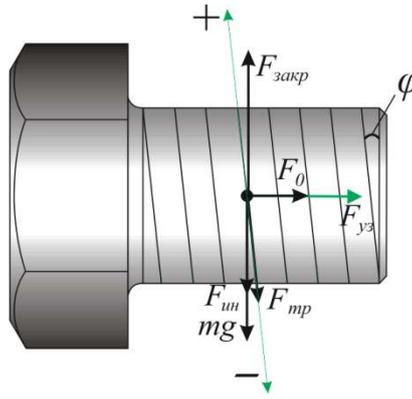


Рисунок 3.3.1 – Схема сил при наложении продольных колебаний на горизонтально расположенное соединение

В данном случае уравнение движения имеет вид (3.3.2). Из схемы видно, что единственной силой, способствующей закручиванию соединения, является $F_{закр}$, остальные способствуют его раскручиванию. При этом следует отметить, что $F_{ин}$ зависит от $F_{уз}$, а F_0 связана с $F_{закр}$.

$$F_{закр} \cos \varphi - F_{тр} - F_0 \sin \varphi - F \cos \omega t \sin \varphi - mg \cos \varphi - F_{ин} \cos \varphi = ma, (3.3.2)$$

В случае изменения положения соединения на вертикальное положение схемы сил выглядят следующим образом (рисунок 3.3.2):

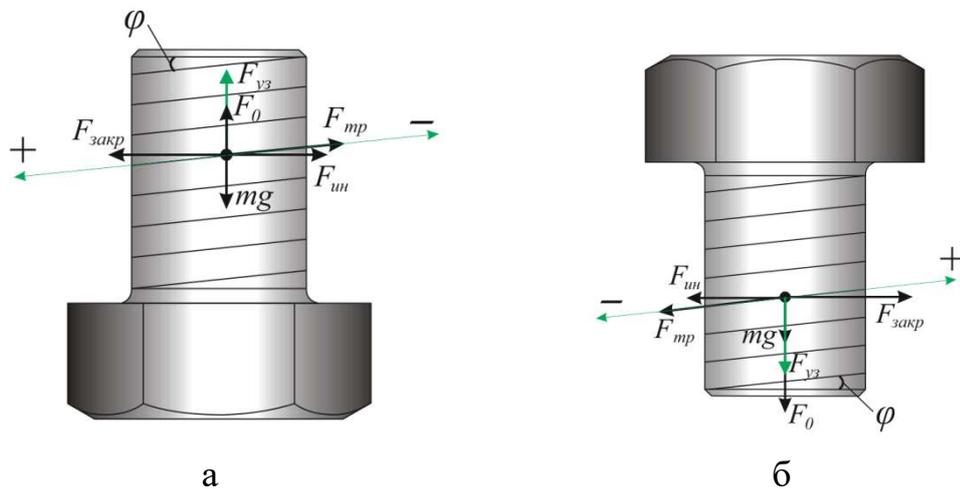


Рисунок 3.3.2 – Схемы сил при наложении продольных колебаний на вертикально расположенное соединение с расположением головки болта снизу (а) и сверху (б)

В случаях (а) и (б) уравнение движения имеет вид (3.3.3) и (3.3.4) соответственно. В зависимости от расположения болта помимо $F_{\text{закр}}$ закручиванию начинают способствовать как сила тяжести mg (случай а), так и $F_{\text{уз}}$ (случай б). При этом остальные силы по-прежнему способствуют раскручиванию.

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi + mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F \cos \omega t \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, \quad (3.3.3)$$

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi - mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F \cos \omega t \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, \quad (3.3.4)$$

В случае расположения соединения под углом схема сил выглядит следующим образом (рисунок 3.3.3.) (в качестве примера рассмотрен угол 45 градусов к горизонтали).

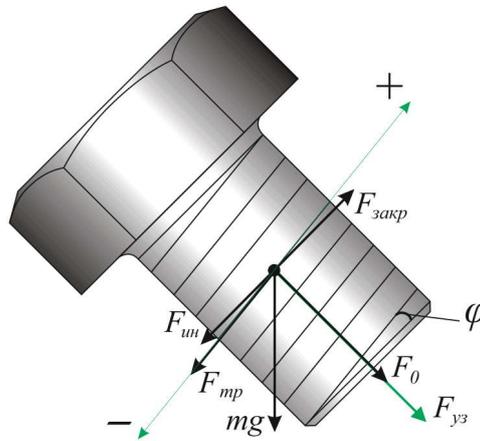


Рисунок 3.3.3 – Схема сил при наложении продольных колебаний на соединение, расположенное под углом 45 к горизонтали

В данном случае уравнение движения имеет вид (3.3.5).

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi - mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F \cos \omega t \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, \quad (3.3.5)$$

Также, как в случае с горизонтальным положением, в случае расположения соединения под каким-либо углом все силы, кроме $F_{\text{закр}}$, способствуют раскручиванию соединения.

Таким образом, сила, возникающая вследствие наложения ультразвуковых продольных колебаний на соединение, способствует раскручиванию при любом расположении соединения. Однако при расположении соединения вертикально с расположением головки болта снизу закручиванию способствует сила тяжести mg ,

которая усиливает действие $F_{\text{закр}}$, возникающего вследствие приложения момента на ключе при закручивании. Все прочие силы способствуют раскручиванию.

В случае наложения сдвиговых колебаний при расположении собираемого соединения горизонтально схема действующих на соединение сил выглядит следующим образом (рисунок 3.3.4):

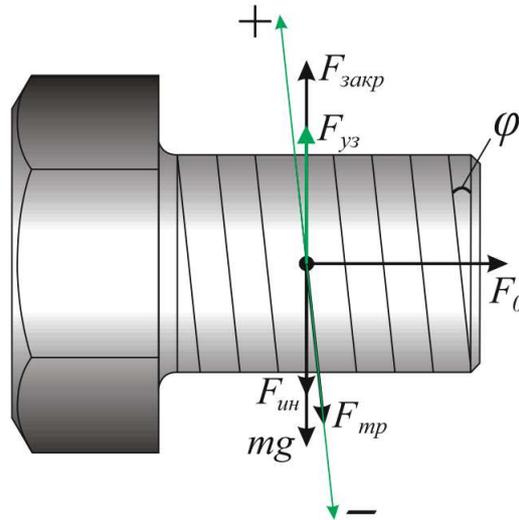


Рисунок 3.3.4 – Схема сил при наложении сдвиговых колебаний на горизонтально расположенное соединение

В данном случае уравнение движения имеет вид (3.3.6):

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi + F \cos \omega t \sin \varphi - mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, (3.3.6)$$

В случае изменения положения соединения на вертикальное положение схемы сил выглядят следующим образом (рисунок 3.3.5):

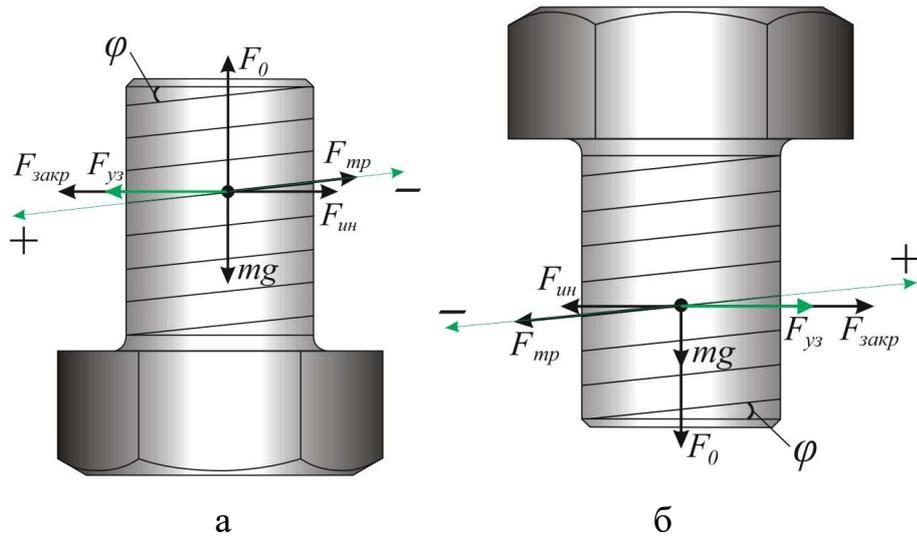


Рисунок 3.3.5 – схемы сил при наложении сдвиговых колебаний на вертикально расположенное соединение с подводом инструмента снизу (а) и сверху (б)

В случаях (а) и (б) уравнение движения имеет вид (3.3.7) и (3.3.8) соответственно:

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi + F \cos \omega t \cos \varphi + mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, \quad (3.3.7)$$

$$F_{\text{закр}} \cos \varphi + F \cos \omega t \cos \varphi - mg \sin \varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin \varphi - F_{\text{ин}} \cos \varphi = ma, \quad (3.3.8)$$

В случае расположения соединения под углом схема сил выглядит следующим образом (рисунок 3.3.6) (в качестве примера рассмотрен угол 45 градусов к горизонтали).

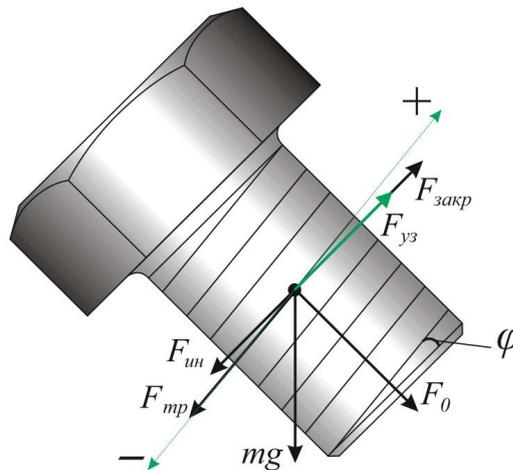


Рис. 3.3.6 – Схема сил при наложении сдвиговых колебаний на соединение, расположенное под углом 45 к горизонтали

В данном случае уравнение движения имеет вид (3.3.9):

$$F_{\text{закр}} \cos\varphi + F \cos\omega t \cos\varphi - mg \sin\varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin\varphi - F_{\text{ин}} \cos\varphi = ma, \quad (3.3.9)$$

Из приведенных схем видно, что сила, возникающая вследствие наложения ультразвуковых сдвиговых колебаний на соединение, способствует закручиванию при любом расположении соединения. При этом остальные силы действуют в тех же направлениях, что и при продольных колебаниях - сила тяжести mg усиливает действие $F_{\text{закр}}$ при вертикальном расположении соединения с головкой болта снизу, в остальных случаях способствует раскручиванию, все прочие силы способствуют раскручиванию.

Схема действующих на соединение сил для крутильных колебаний при расположении собираемого соединения горизонтально выглядит следующим образом (рисунок 3.3.7).

В случаях (а) - (г) уравнения движения имеют вид (3.3.10) - (3.3.13) соответственно:

$$F_{\text{закр}} \cos\varphi + F \cos\omega t - mg \cos\varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin\varphi - F_{\text{ин}} \cos\varphi = ma, \quad (3.3.10)$$

$$F_{\text{закр}} \cos\varphi + F \cos\omega t - mg \sin\varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin\varphi - F_{\text{ин}} \cos\varphi = ma, \quad (3.3.11)$$

$$F_{\text{закр}} \cos\varphi + F \cos\omega t + mg \sin\varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin\varphi - F_{\text{ин}} \cos\varphi = ma, \quad (3.3.12)$$

$$F_{\text{закр}} \cos\varphi + F \cos\omega t - mg \sin\varphi - F_{\text{тр}} - F_0 \sin\varphi - F_{\text{ин}} \cos\varphi = ma, \quad (3.3.13)$$

Из приведенных схем видно, что сила, возникающая вследствие наложения ультразвуковых крутильных колебаний на соединение, расположенное вертикально с расположением головки болта снизу, в сочетании с силой тяжести mg и $F_{\text{закр}}$, оказывают максимальное влияние на закручивание соединения из всех возможных вариантов. Прочие силы способствуют раскручиванию.

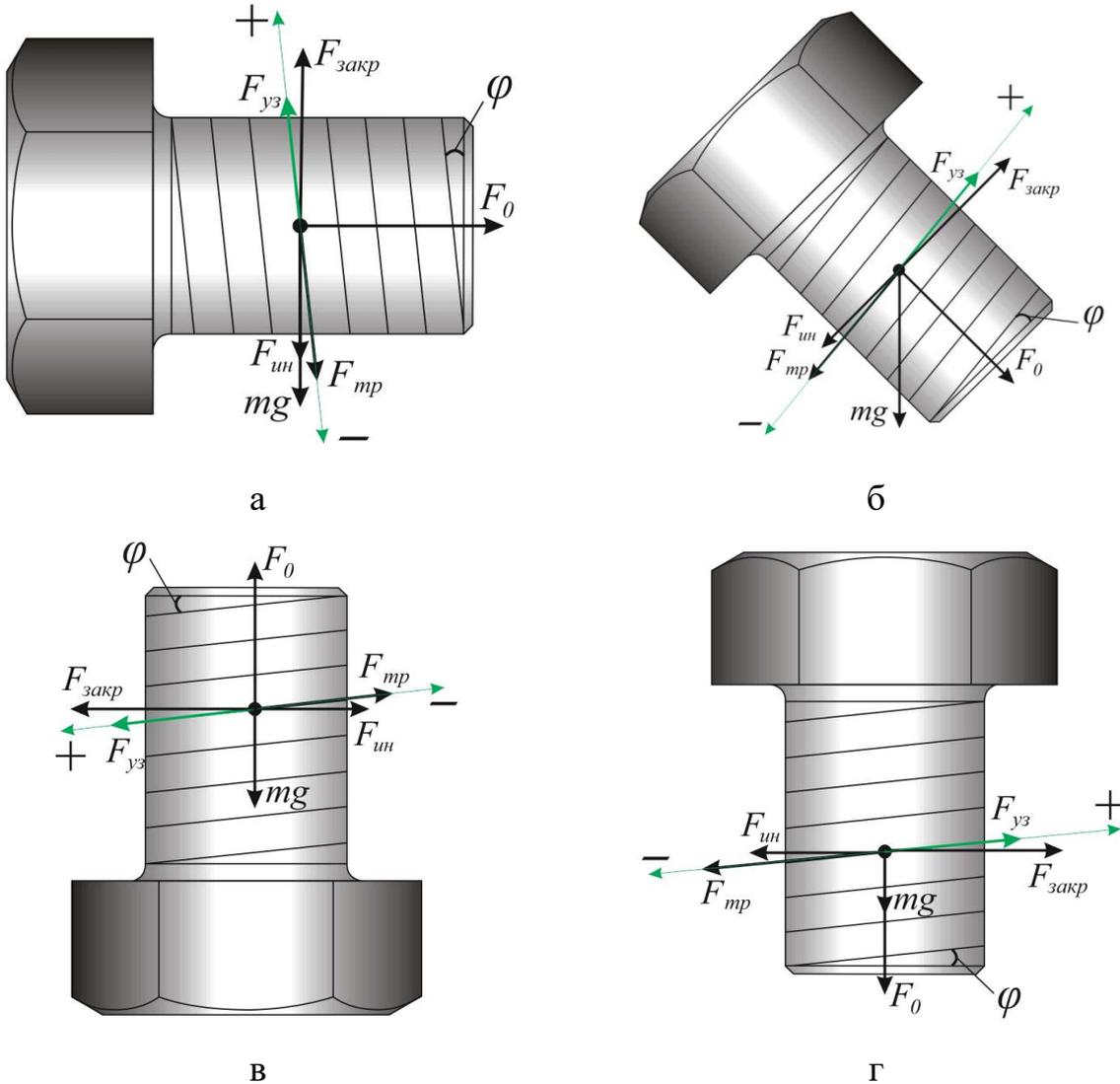


Рисунок 3.3.7 – Схема сил при наложении крутильных колебаний для различных случаев расположения соединения – горизонтального (а), под углом (б), вертикального с подводом инструмента снизу (в), вертикального с подводом инструмента сверху (г)

Рассмотрим случай применения сдвиговых колебаний при вертикальном расположении соединения с головкой болта снизу, когда на нее действуют следующие силы (3.3.7). Преобразование (3.3.7) путем подстановки полных выражений сил преобразует уравнение в (3.3.14):

$$\frac{M_{кл}}{l} \cos\varphi + F \cos\omega t \cos\varphi + mg \sin\varphi - KP_c S - \frac{M_{кл}}{0.2d} \sin\varphi - (F_{inn} \sin^2 \omega t) \cos\varphi = ma, \quad (3.3.14)$$

Ускорение тела определяется следующим образом (3.3.15):

$$a = \frac{M_{\text{кл}}}{lm} \cos\varphi + \frac{F \cos(\omega t) \cos\varphi}{m} + g \sin\varphi - K P_c S - \frac{M_{\text{кл}} \sin\varphi}{m \cdot 0.2d} - (1,5\omega^2 \xi_m (k\xi_m) \sin 2kx t g\varphi) \sin^2 \omega t \cos\varphi, \quad (3.3.15)$$

Скорость тела определяется следующим образом (3.3.16):

$$v = \int a dt = \frac{M_{\text{кл}} * t * \cos\varphi}{l * m} + \frac{F * \cos(\omega t) * \cos\varphi}{\omega * m} + g * t * \sin\varphi - \frac{K * P_c * S * t}{m} - \frac{5 * M_{\text{кл}} * \sin\varphi * t}{m * d} - 0,75 * \xi_m^2 * \omega^2 * k * t * \sin 2kx * \cos\varphi * tg\varphi, \quad (3.3.16)$$

Перемещение тела определяется как (3.3.17):

$$s = \frac{M_{\text{кл}} * t^2}{2 * l * m} * \cos\varphi + \frac{F * \cos(\omega t) * \cos\varphi}{\omega^2 * m} + 0,5 * g * t^2 * \sin\varphi - \frac{K * P_c * S * t^2}{2 * m} - \frac{5 * M_{\text{кл}} * \sin\varphi * t^2}{2 * m * d} - (0,375 * \xi_m^2 * \omega^2 * k * t^2 * \sin 2kx * \cos\varphi * tg\varphi + 0,1875 * \xi_m^2 * k * \cos 2\omega t * \sin 2kx * \cos\varphi * tg\varphi), \quad (3.3.17)$$

Из (3.3.17) видно, что основными параметрами, влияющими на перемещение, являются масса m , амплитуда колебаний ξ_m , коэффициент трения K .

В связи с вышеизложенным целесообразно полагать, что крутильные колебания наиболее предпочтительны для повышения эффективности закручивания соединения, поскольку в случае их наложения меньшее количество сил стремится сдвинуть материальную точку в сторону узла деформаций (т.е. раскрутить).

При этом стоит отметить, что в случае применения колебаний крутильного типа колебания могут направляться как в плоскости резьбы, так и под некоторым углом наклона к наклону резьбы, в зависимости от конструкции инструмента. Однако, даже в случае отсутствия параллельности угла наклона резьбы и угла наложения колебаний движение гайки относительно болта будет задействовать меньшую часть зазора между гайкой и болтом, в сравнении с продольным и крутильным типом колебаний.

4 Влияние ультразвуковых колебаний различных типов на сборку резьбового соединения

4.1 Сравнение влияния ультразвуковых колебаний различных типов на сборку резьбового соединения

В данном разделе проведено сравнение влияния на сборку резьбового соединения трех типов – продольного, сдвигового и крутильного, основные результаты опубликованы в [96, 119, 120, 121, 122, 123, 124]

Для проведения экспериментальных исследований по влиянию ультразвуковых колебаний сдвигового типа на процесс сборки в качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М8 с крупным шагом резьбы, нормальной точности, класс прочности 5.8. В качестве элемента с внутренней резьбой использовалась гайка М8 нормальной точности.

Момент затяжки соединения обеспечивался динамометрическим ключом и контролировался с помощью динамометра. Диапазон измерений динамометра: 0 ... 50 Н·м, цена деления шкалы: 1 Н·м. Момент закручивания для типоразмера соединения М8 составлял 24,5 Н·м.

Используемая при исследовании трёхполуволновая колебательная система способна реализовать амплитуды от 2 до 70 мкм при рабочей частоте 22 кГц, в качестве преобразователя энергии используется магнитострикционный преобразователь.

В качестве изменяемого фактора была выбрана амплитуда колебаний ξ , поскольку она оказывает наибольшее влияние на процессы сборки и разборки резьбовых соединений. В процессе исследования значения ξ варьировались в пределах 1...9 мкм.

Схема проведения эксперимента по определению влияния сдвиговых колебаний на процесс сборки представлена на рисунке 4.1.1. На торце рабочего инструмента 1 ультразвуковой колебательной системы жестко закреплялось приспособление для крепления гайки, состоящее из скоб 2 и 3. Между ними

закреплялась гайка, в которую закручивался болт 4 с помощью ключа 5. Между гайкой и головкой болта устанавливалась шайба. Момент закручивания измерялся по шкале динамометра 6. Изменение момента закручивания осуществлялось с помощью винтовой передачи 7. Подобная конструкция обеспечивает возможность плавного регулирования момента закручивания соединения.

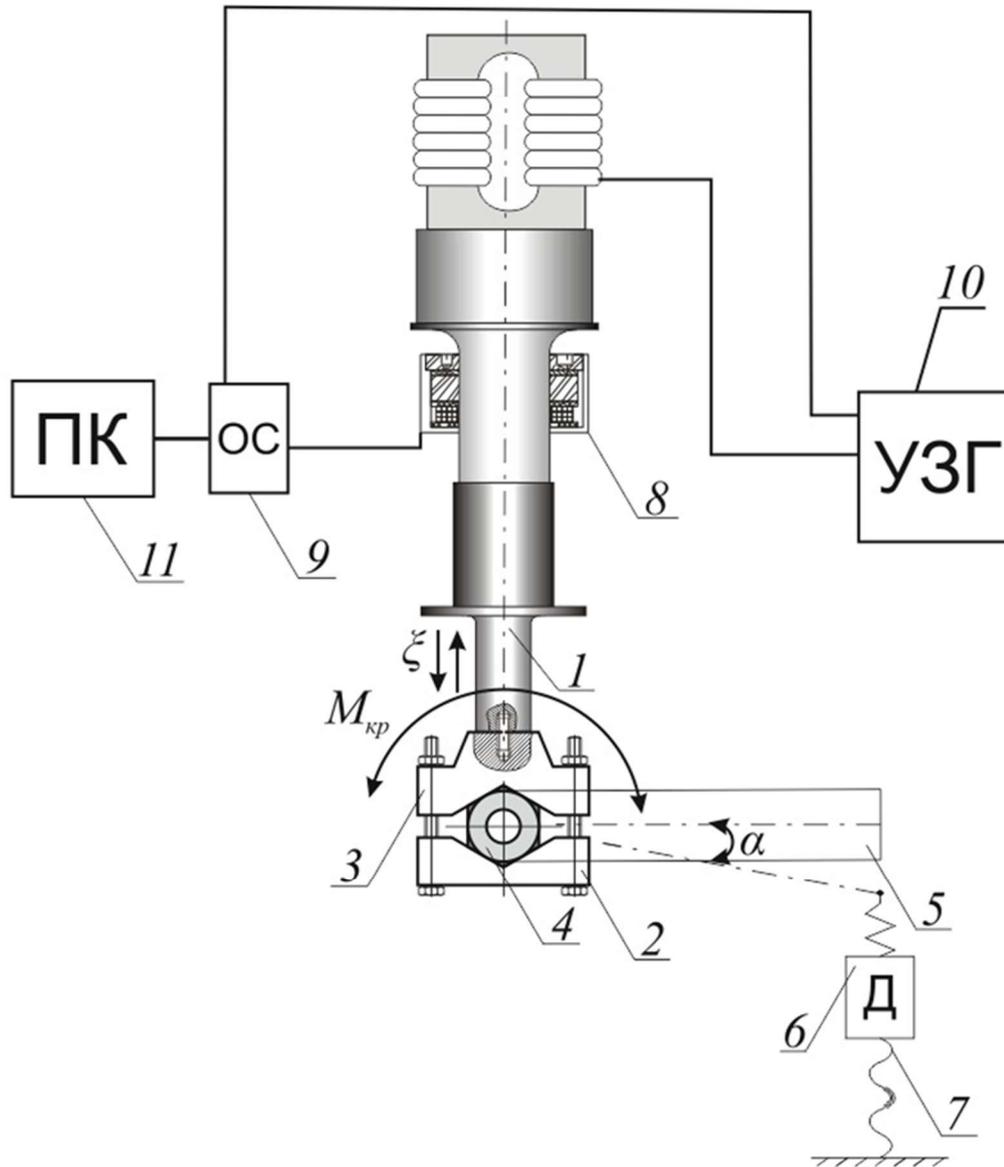


Рисунок 4.1.1 – Схема проведения эксперимента по определению влияния сдвиговых колебаний на процесс сборки: 1 - рабочий инструмент ультразвуковой колебательной системы; 2, 3 – скобы; 4 – болт; 5 – ключ; 6 – динамометр; 7 – винтовая передача; 8 – электродинамический датчик; 9 – компоненты системы обратной связи; 10 – ультразвуковой генератор; 11 – компьютер

Предварительно была проведена оценка достоверности полученных при сдвиговых колебаниях результатов для типоразмера М8.

При построении зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний в первую очередь в качестве вида подгонки была рассмотрена подгонка методом наименьших квадратов (рисунок 4.1.2). Данная зависимость не является линейной.

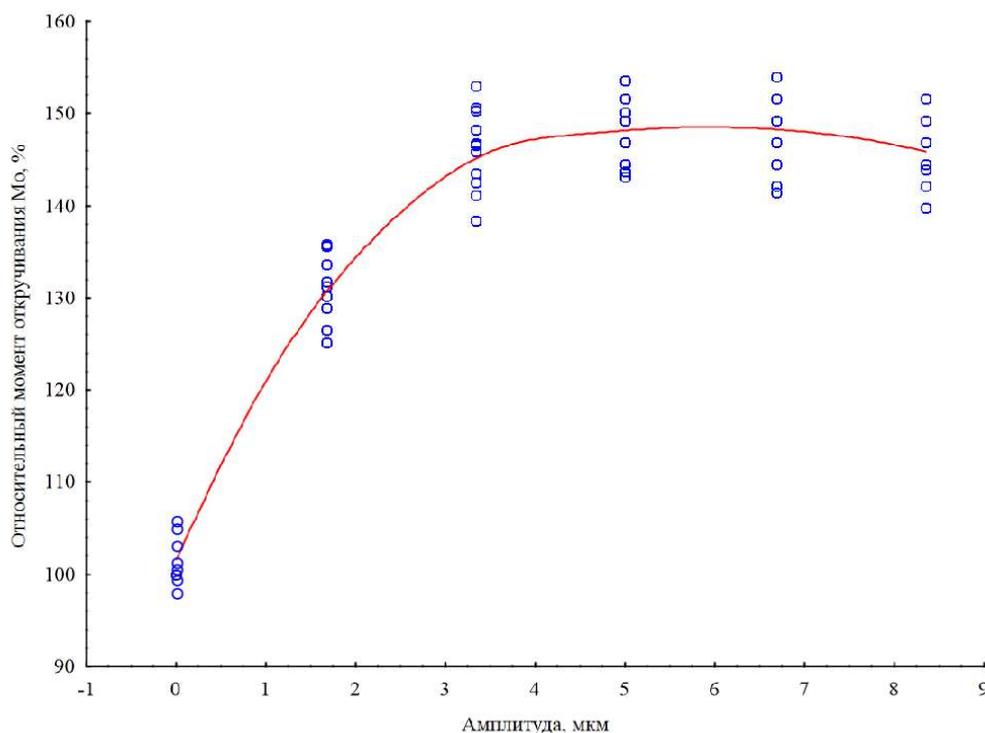


Рисунок 4.1.2 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях с подгонкой методом наименьших квадратов

Определение наиболее достоверного вида подгонки осуществлялось методом перебора распространенных методов подгонки, в результате чего был подобран оптимальный метод – метод полиномиальной подгонки. На рисунке 4.1.3 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях с полиномиальной подгонкой.

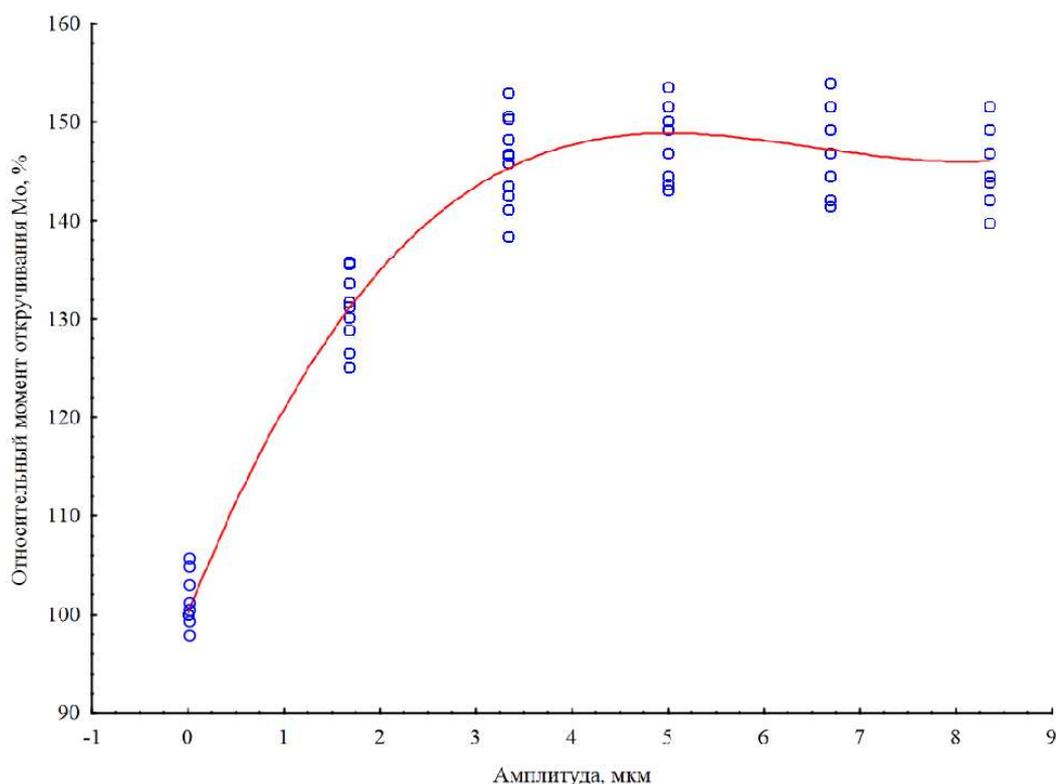


Рисунок 4.1.3 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях с полиномиальной подгонкой

Определение точной полиномиальной модели достигается за счет перебора моделей с различными степенями и их сочетаниями, которые могут быть обработаны программой Statistica. Виды рассматриваемых моделей представлены в таблице 3.4.1. Сравнение критериев достоверности для 7 различных моделей приведено в таблице А.1.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 3 степени, показанная в формуле 4.1.1:

$$Y=100,09+24,57X-3,98X^2+0,20X^3 \quad (4.1.1)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,74$, для остальных моделей значение R^2 менее 0,74. Значение F -статистики = 66,893 при уровне значимости $p < 0,0000$, значение стандартной ошибки оценки = 4,57, т.е. гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Значения

коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.2.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях выглядит как 4.1.2:

$$M_o = 100,09 + 24,57\xi - 3,98\xi^2 + 0,20\xi^3 \pm 1,42\varepsilon. \quad (4.1.2)$$

Графически зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях показана на рисунке 4.1.4. Согласно полученной модели, активный рост показателя M_o проходит до 5 мкм, после чего эффективность влияния ультразвука снижается. При значениях амплитуды свыше 9 мкм расчетный M_o начинает увеличиваться, что может объясняться влиянием температуры и повышенной деформацией микронеровностей поверхности. При наложении колебаний амплитудой 5 мкм M_o составляет порядка 30 Н*м, что превышает значение M_o без применения ультразвука на 48%.

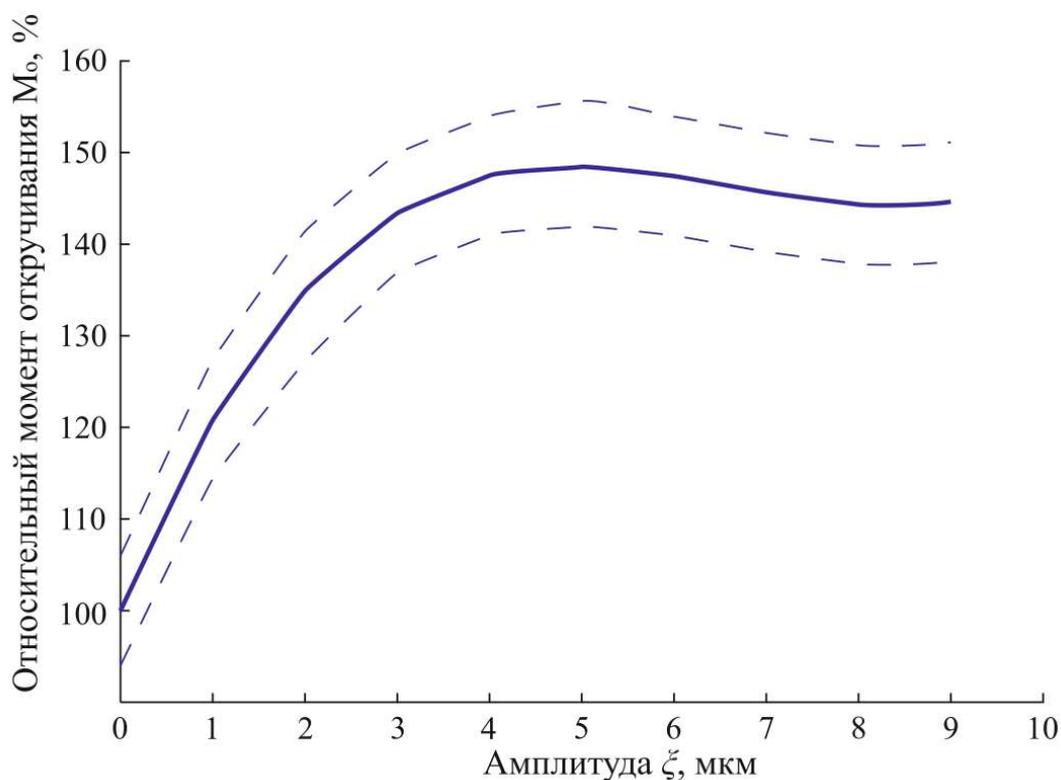


Рисунок 4.1.4 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях

Схема проведения эксперимента по определению влияния продольных колебаний, представленная на рисунке. 4.1.5, аналогична представленной на рисунке 4.1.1, за исключением рабочего инструмента и способа закрепления собираемого соединения. К торцу рабочего инструмента 6 ультразвуковой колебательной системы жестко закреплялось собираемое резьбовое соединение, состоящее из болта 1, гайки 2 и шайб 3 за счет крышки 5. Изменение момента закручивания осуществлялось с помощью динамометрического ключа 4.

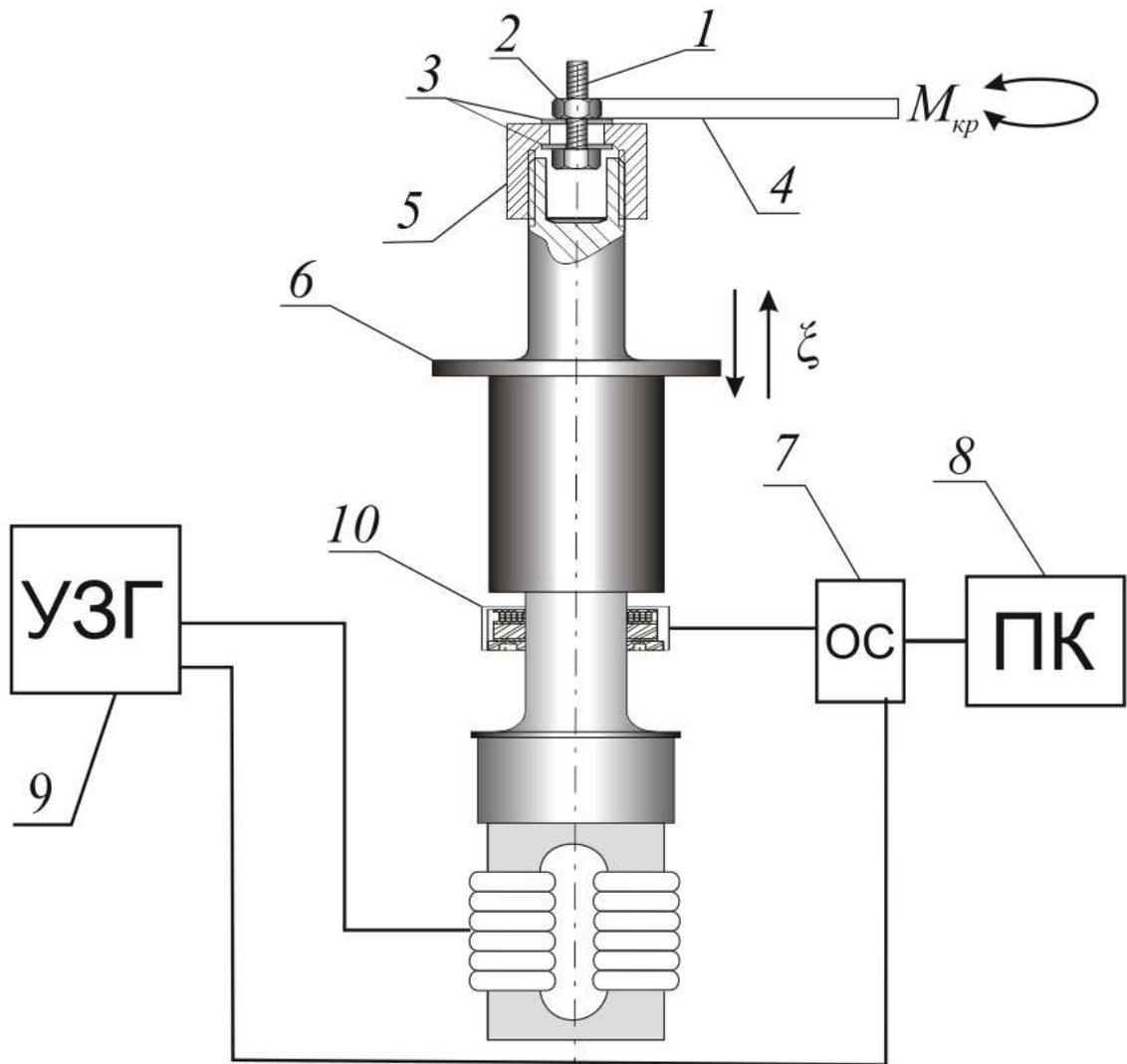


Рисунок 4.1.5. - Схема проведения эксперимента по определению влияния продольных колебаний на процесс сборки: 1 - болт; 2 – гайка; 3 – шайбы; 4 – динамометрический ключ; 5 – крышка; 6 – рабочий инструмент ультразвуковой колебательной системы; 7 – система обратной связи; 8 – компьютер; 9 – ультразвуковой генератор; 10 – электродинамический датчик

При построении зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний в качестве вида подгонки была применена подгонка методом наименьших квадратов (рисунок 4.1.6). Данная зависимость не является линейной.

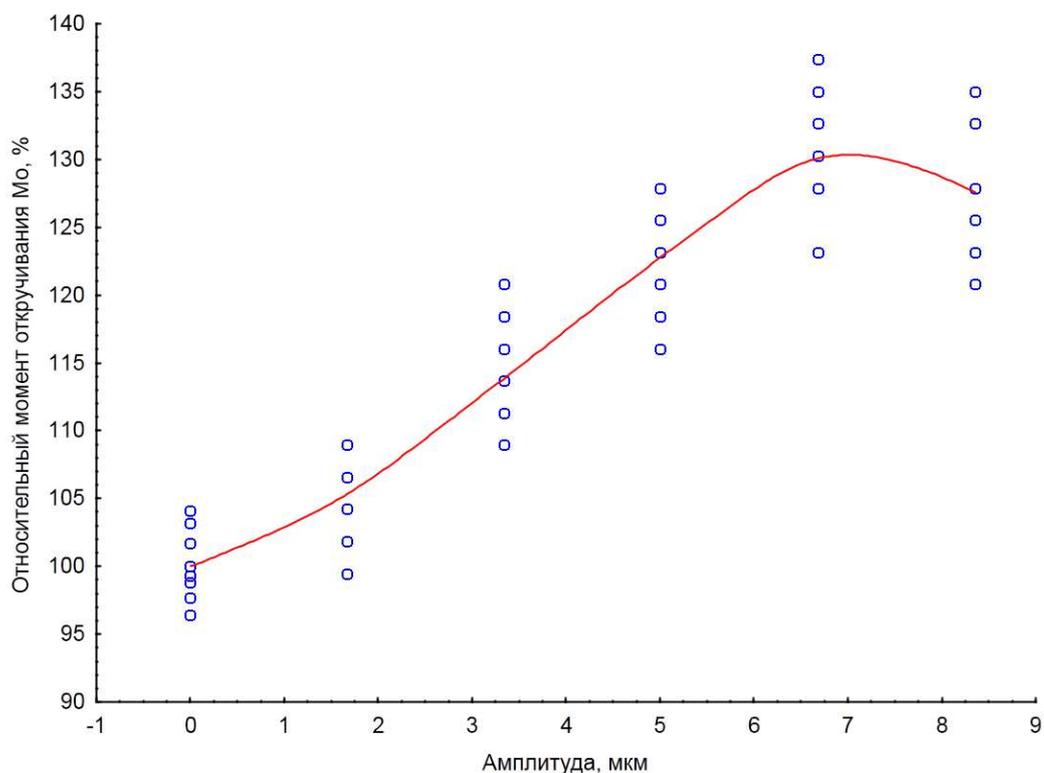


Рисунок 4.1.6 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольных колебаниях с подгонкой методом наименьших квадратов

На рисунке 4.1.7 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольных колебаниях с полиномиальной подгонкой с полиномом 3 степени.

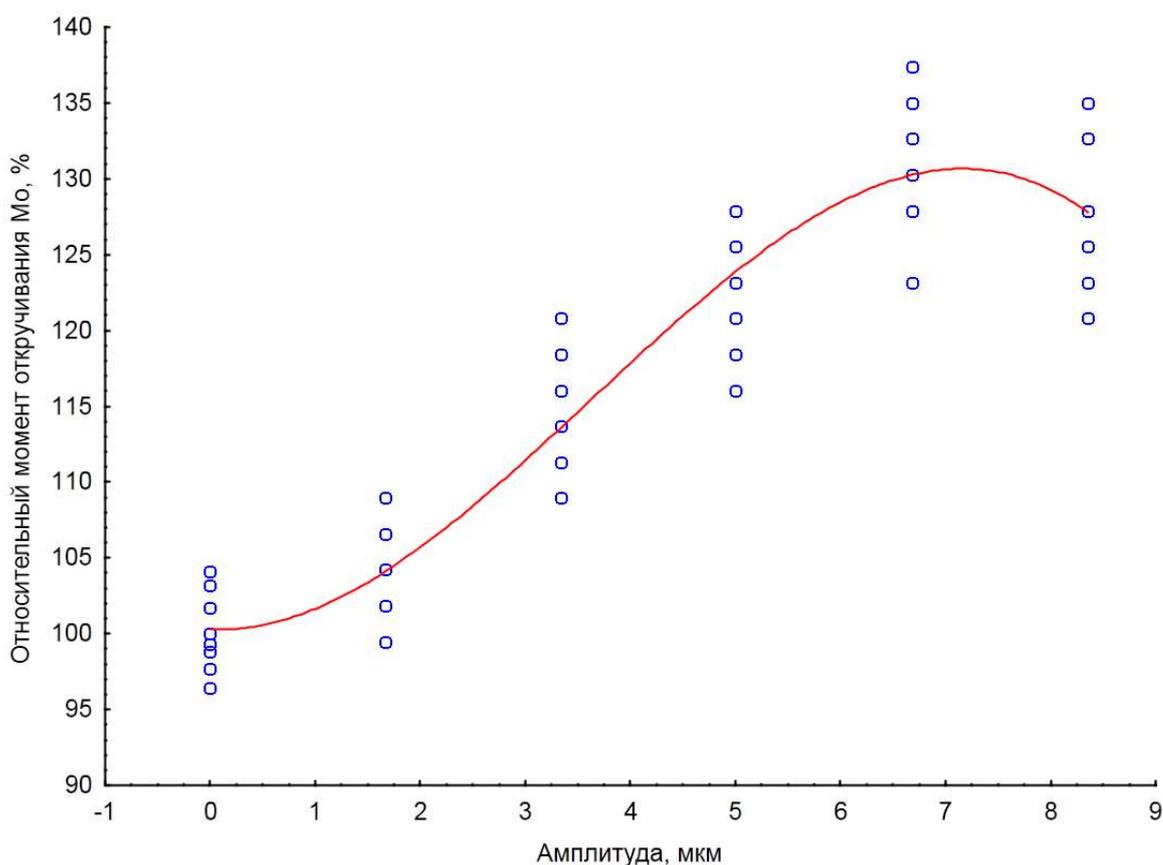


Рисунок 4.1.7. Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольных колебаниях с полиномиальной подгонкой

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.3.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 3 степени, показанная в формуле 4.1.3:

$$Y=100,12+1,77X^2-0,16X^3, \quad (4.1.3)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,88$, для остальных моделей значение R^2 менее либо равно 0,88. Значение F -статистики = 257,31 при уровне значимости $p < 0,0000$, значение стандартной ошибки оценки = 3,78, т.е. гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Значения коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.4.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях выглядит как 4.1.4:

$$M_o = 100,12 + 1,77\xi^2 - 0,16\xi^3 \pm 1,42\varepsilon, \quad (4.1.4)$$

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.1.8.

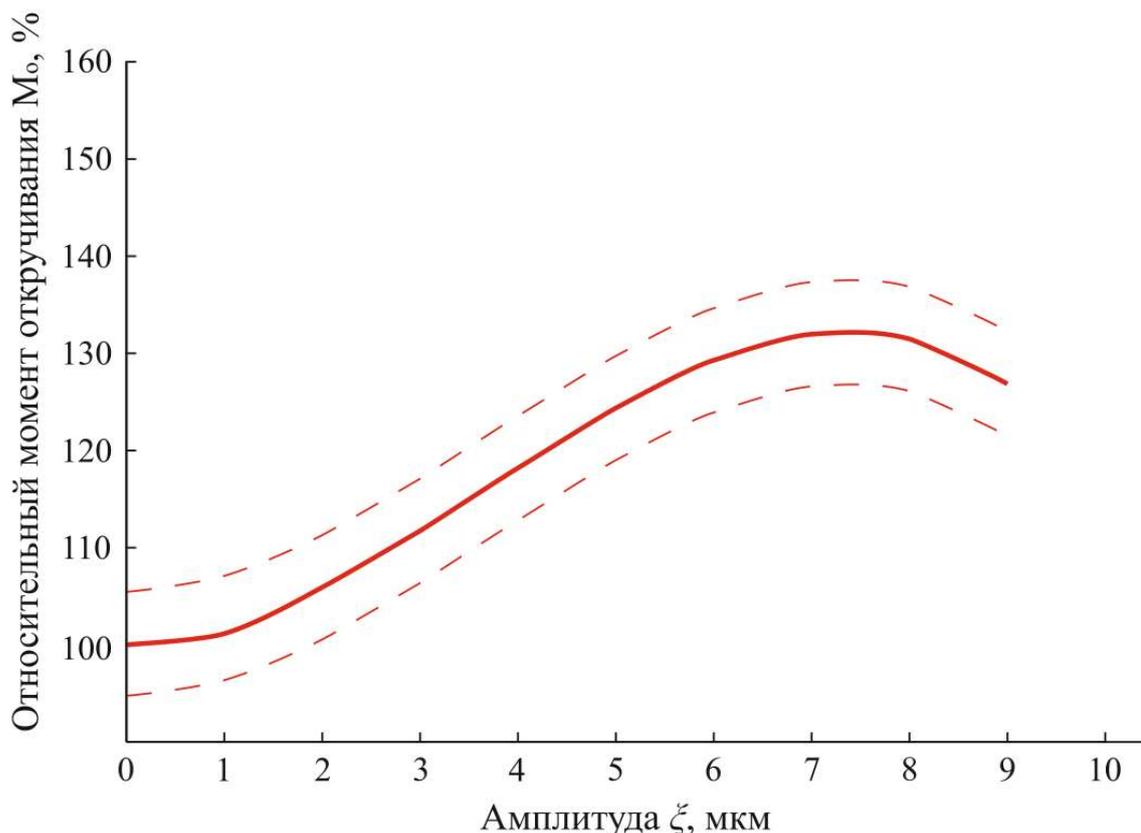


Рисунок 4.1.8 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольных колебаниях

Согласно полученной модели, активный рост показателя M_o проходит до 7 мкм, после чего эффективность влияния ультразвука прекращается. При наложении колебаний амплитудой 7 мкм M_o составляет порядка 27 Н*м, что превышает значение M_o без применения ультразвука на значение порядка 29%.

Схема проведения эксперимента по определению влияния крутильных колебаний, представленная на рисунке 4.1.9, аналогична представленной на рисунке 4.1.1, за исключением рабочего инструмента и способа закрепления собираемого соединения. К торцу рабочего инструмента 6 ультразвуковой

колебательной системы жестко закреплялось собираемое резьбовое соединение, состоящее из болта 1, гайки 2 и шайбы 3 за счет головки 4. В рабочем инструменте головка 5 фиксировалась резьбовым соединением 5, обеспечивающим стабильность положения головки с собираемым соединением и передачу колебаний с инструмента на собираемое соединение. Изменение момента закручивания осуществлялось также с помощью динамометрического ключа.

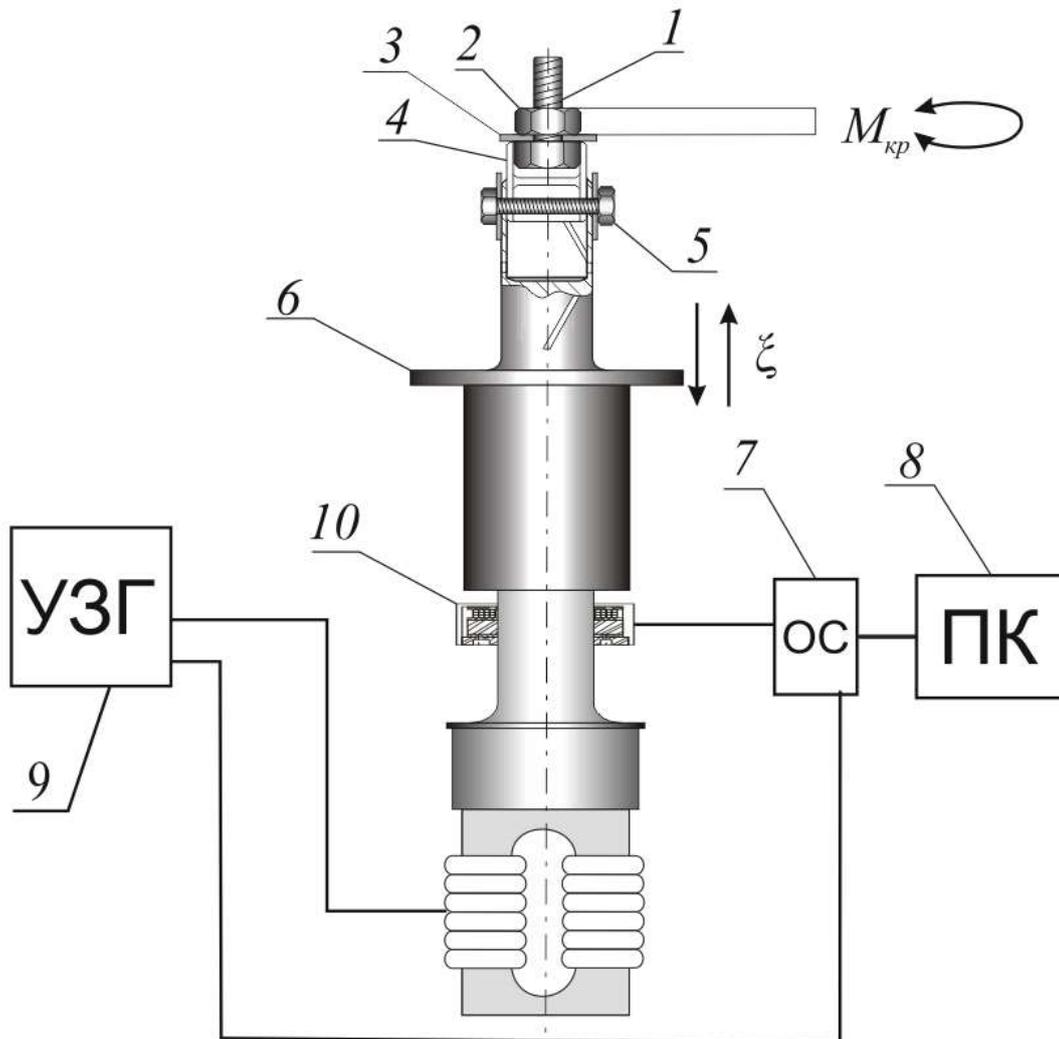


Рисунок 4.1.9. - Схема проведения эксперимента по определению влияния продольно-крутильных колебаний на процесс сборки: 1 - болт; 2 – гайка; 3 – шайба; 4 – головка; 5 – фиксирующее резьбовое соединение; 6 – рабочий инструмент ультразвуковой колебательной системы; 7 – система обратной связи; 8 – компьютер; 9 – ультразвуковой генератор; 10 – электродинамический датчик

При построении зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний в качестве вида подгонки была применена подгонка методом

наименьших квадратов (рисунок 4.1.10). Характер полученной зависимости близок к линейному.

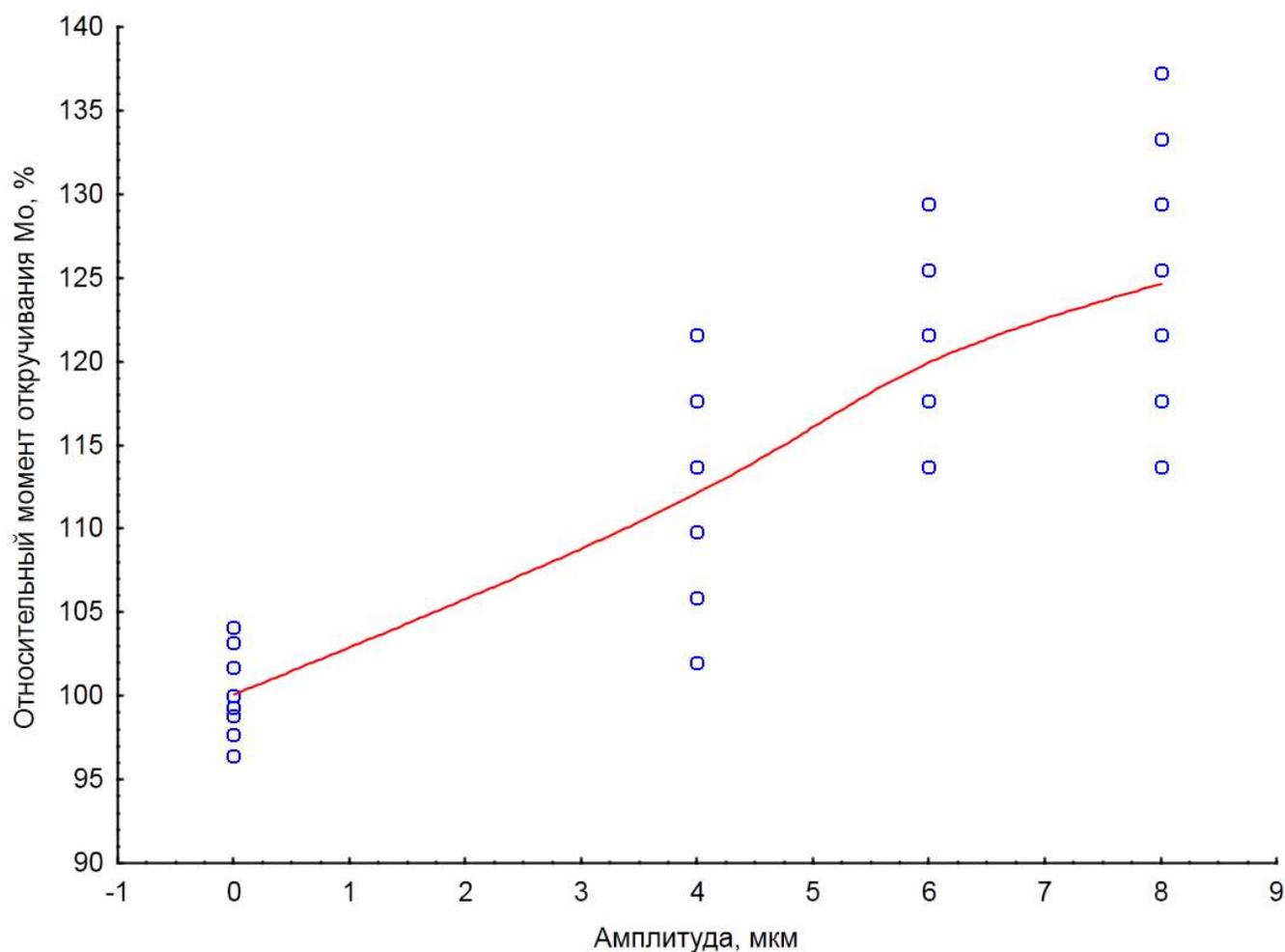


Рисунок 4.1.10 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях с подгонкой методом наименьших квадратов

На рисунке 4.1.11 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях с полиномиальной подгонкой с полиномом 3 степени.

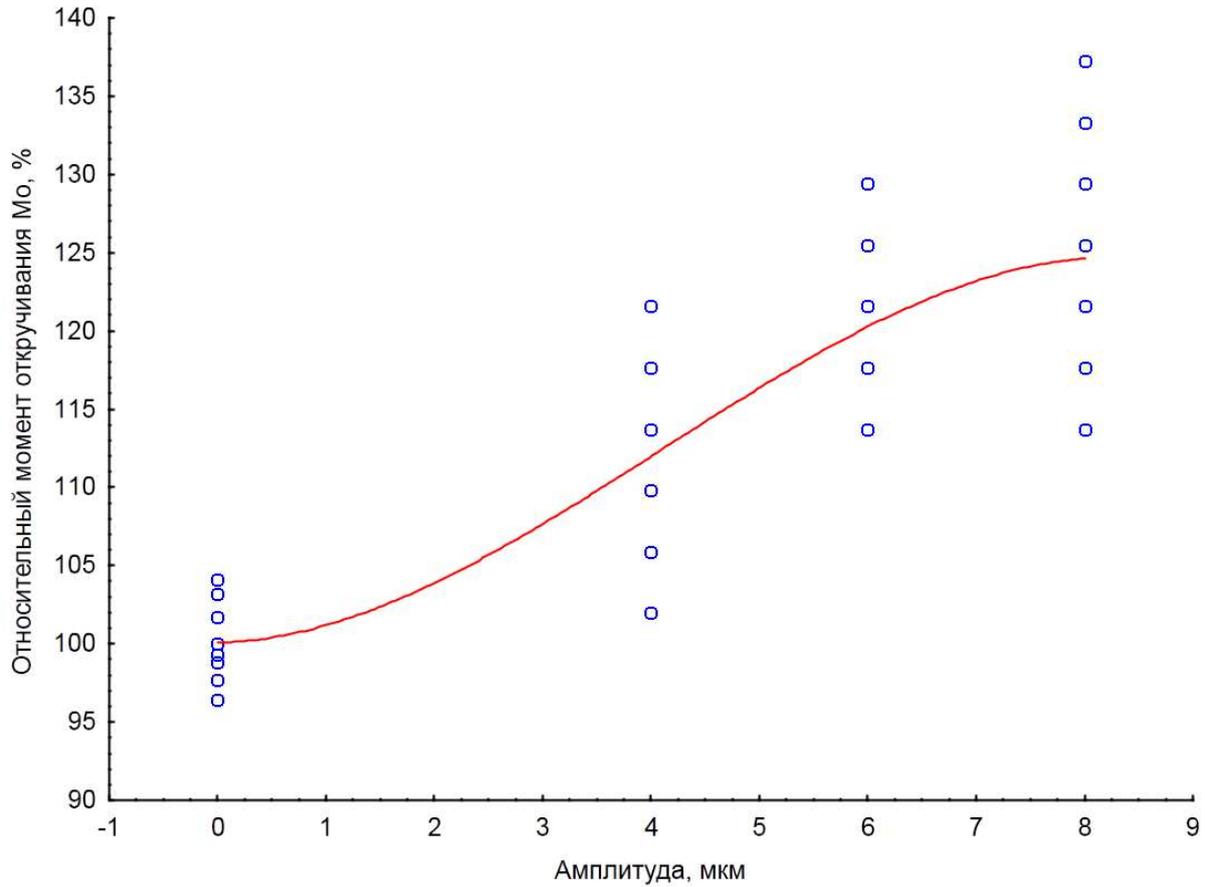


Рисунок 4.1.11. Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольно-крутильных колебаниях с полиномиальной подгонкой

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.5.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 1 степени, показанная в формуле 4.1.5:

$$Y=100,00+3,16X, \quad (4.1.5)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,51$, для остальных моделей значение R^2 менее либо равно 0,51. Значение F -статистики = 26,762 при уровне значимости $p < 0,00002$, значение стандартной ошибки оценки = 6,31, т.е. гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Значения

коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.6.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях выглядит как 4.1.6:

$$M_o = 100,00 + 3,16\xi \pm 1,42\varepsilon, \quad (4.1.6)$$

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.1.12.

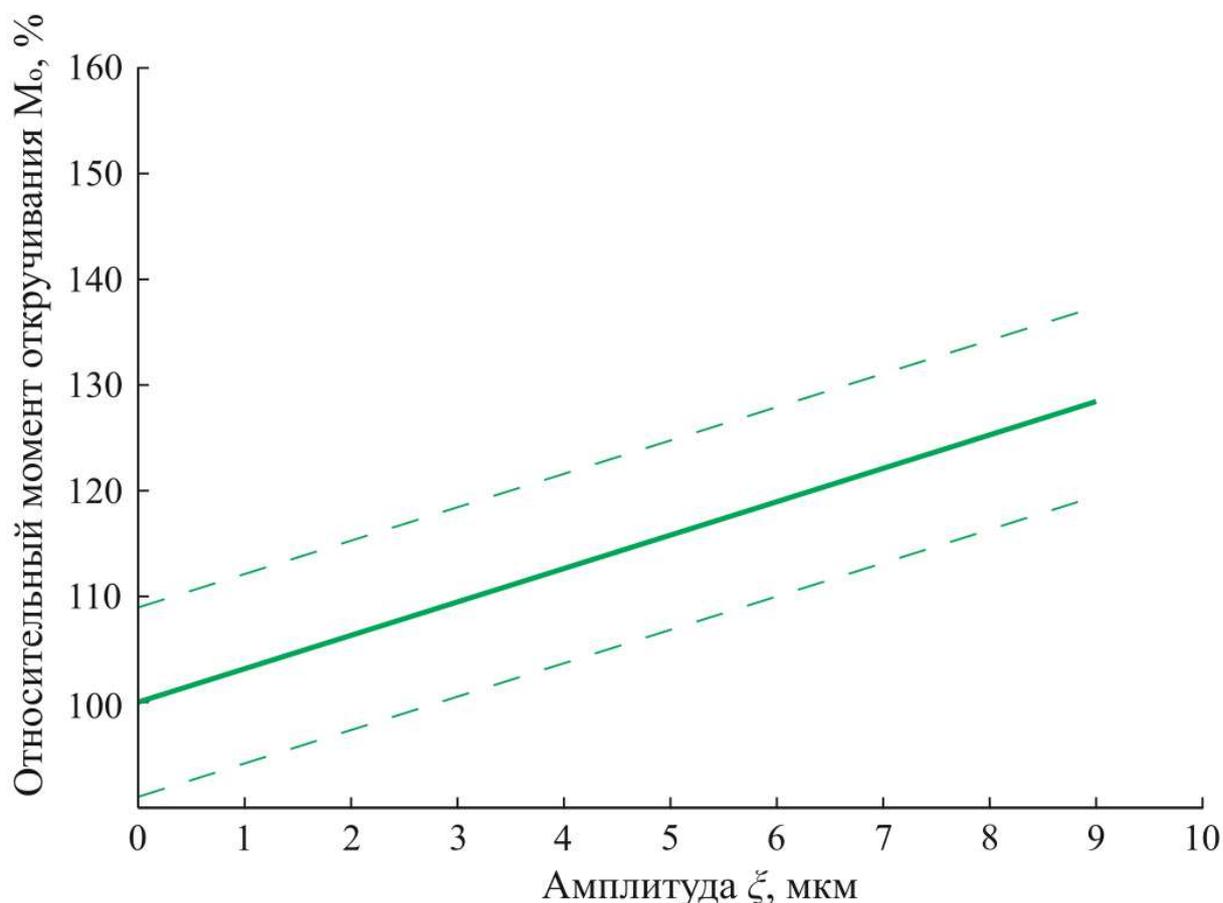


Рисунок 4.1.12 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях

Согласно полученной модели, активный рост показателя M_o проходит до 9 мкм. Значения выше 9 мкм не рассматривались для корректного сравнения всех типов колебаний. При наложении колебаний амплитудой 9 мкм M_o составляет порядка 26 Н*м, что превышает значение M_o без применения ультразвука на значение порядка 25%.

Сравнительный анализ полученных моделей приведен на рисунке 4.1.13.

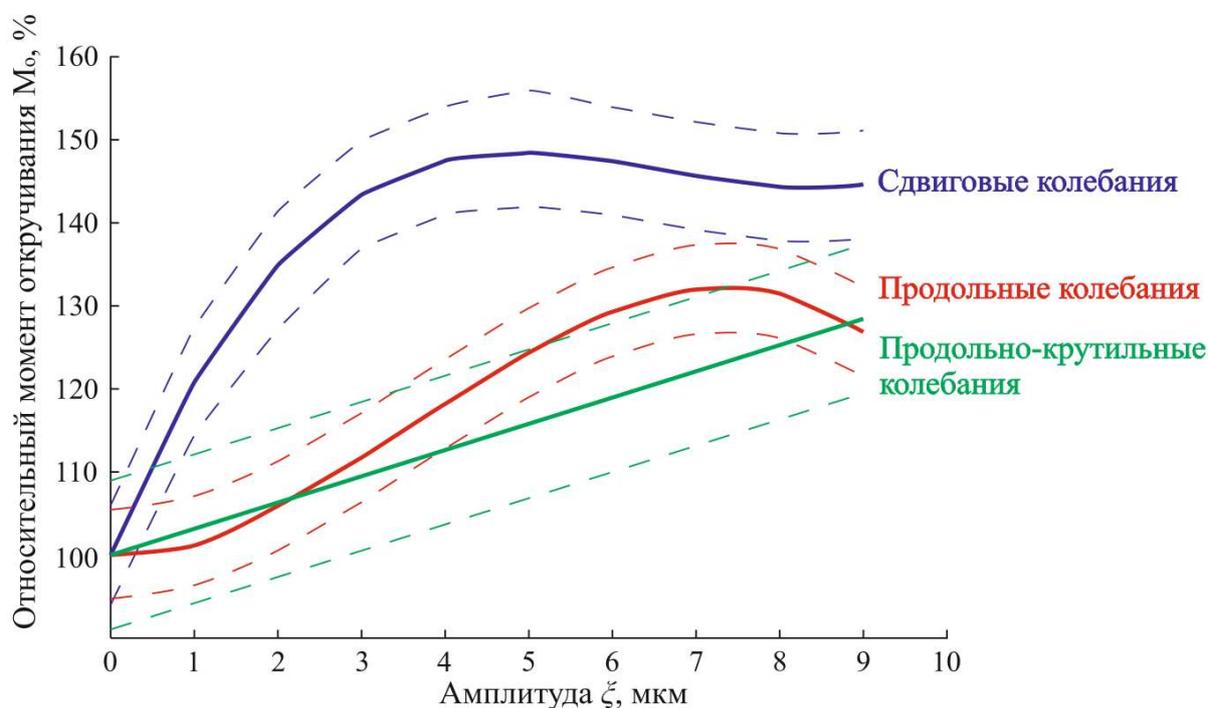


Рисунок 4.1.13. - Зависимости M_o от амплитуды колебаний для размера M8 при различных типах колебаний, построенные по полученным математическим моделям

Для сдвиговых колебаний M_o растет до 5 мкм, и при 5 мкм превышает значение M_o без наложения ультразвука примерно на 50% (30 Н*м). Для продольных колебаний M_o растет до 7 мкм, и при 7 мкм превышает значение M_o без наложения ультразвука примерно на 29% (27 Н*м). Для крутильных колебаний M_o растет до 9 мкм, и при 9 мкм превышает значение M_o без наложения ультразвука примерно на 25% (26 Н*м).

Сравнительный анализ полученных моделей позволяет говорить, что наиболее эффективным типом являются сдвиговые колебания, при этом диапазон оптимальных амплитуд составляет 5...8 мкм в зависимости от типа колебаний. Рост значений относительного момента откручивания до определенной амплитуды с последующим снижением, в случае продольного и сдвигового типов колебаний,

может объясняться увеличивающейся деформацией микронеровностей, а также фактором массы, которая в зависимости от типа приложенных колебаний по-разному влияет на сборку. Более низкие значения эффективности для крутильных и продольных колебаний объясняются особенностями обеспечения контакта инструмента с соединением и, как следствие, возрастающих потерь. Кроме того, рост M_o связан с перераспределением нагрузки по виткам резьбы, вследствие чего эффективнее перераспределяются напряжения по виткам резьбы, что подтверждается приведенными ниже результатами.

Было проведено исследование эффективности влияния ультразвуковых колебаний сдвигового типа на сборку при разных моментах закручивания. Использовались болты М8 класса прочности 5.8. $M_{закр}$ составлял 24,5; 27; 29,5; 32; 42 Н*м. Исследование проводилось по схеме, показанной на рис. 4.1.1, после сборки под воздействием колебаний соединение разбиралось без воздействия ультразвука, после чего с помощью контурографа оценивался профиль резьбы болта. Амплитуда колебаний составляла 6 мкм. Полученные результаты сравнивались с профилями, полученными при закручивании без ультразвука. Результаты приведены на рисунках 4.1.14 и 4.1.15.

При нормативном максимальном $M_{закр}$ 16 Н*м [97] при закручивании до 24,5 Н*м профиль резьбы не подвергается деформации. Первые признаки прохождения порога деформации становятся заметны при 27 Н*м, при 29,5 Н*м деформация проявляется сильнее, что видно по второму витку резьбы болта, а при 32 Н*м происходит окончательный срыв резьбы на 2-4 витках при сильной деформации 5 витка.

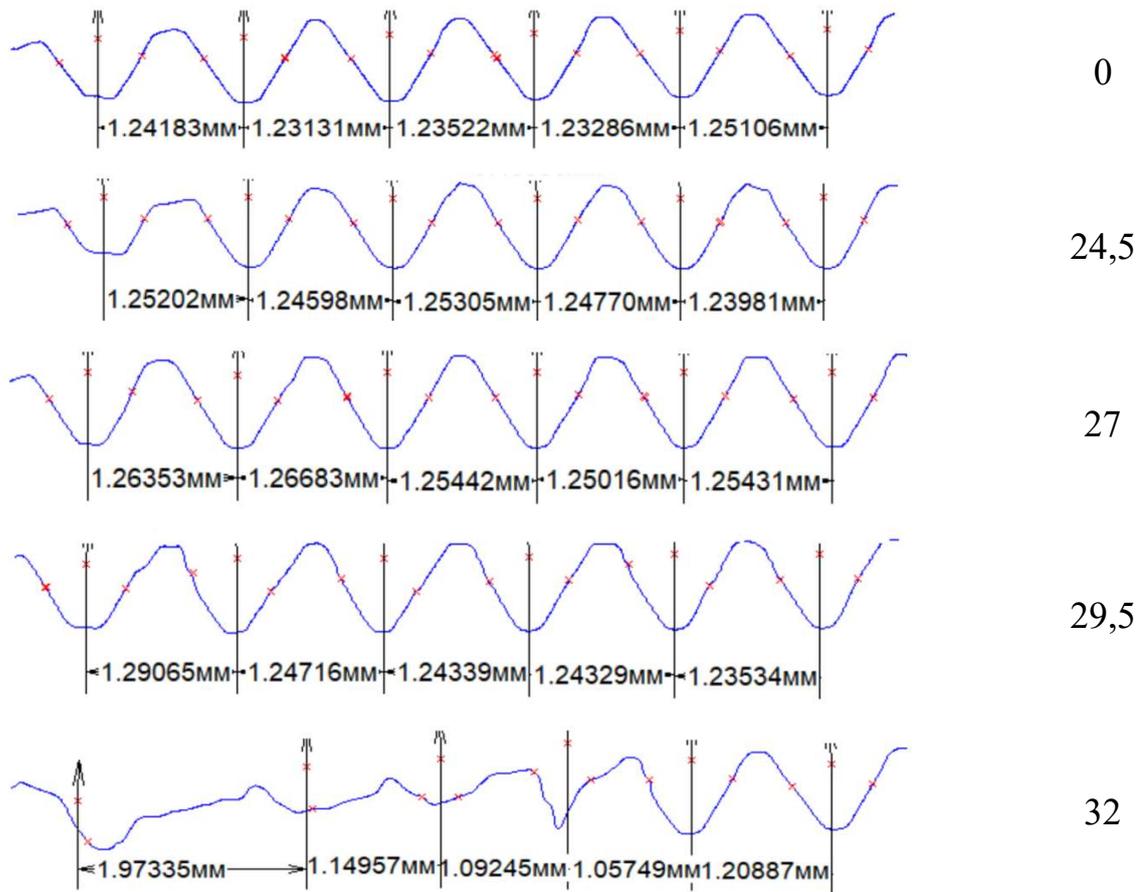


Рисунок 4.1.14 – Профиль резьбы болта после сборки с различным $M_{закр}$ без наложения колебаний

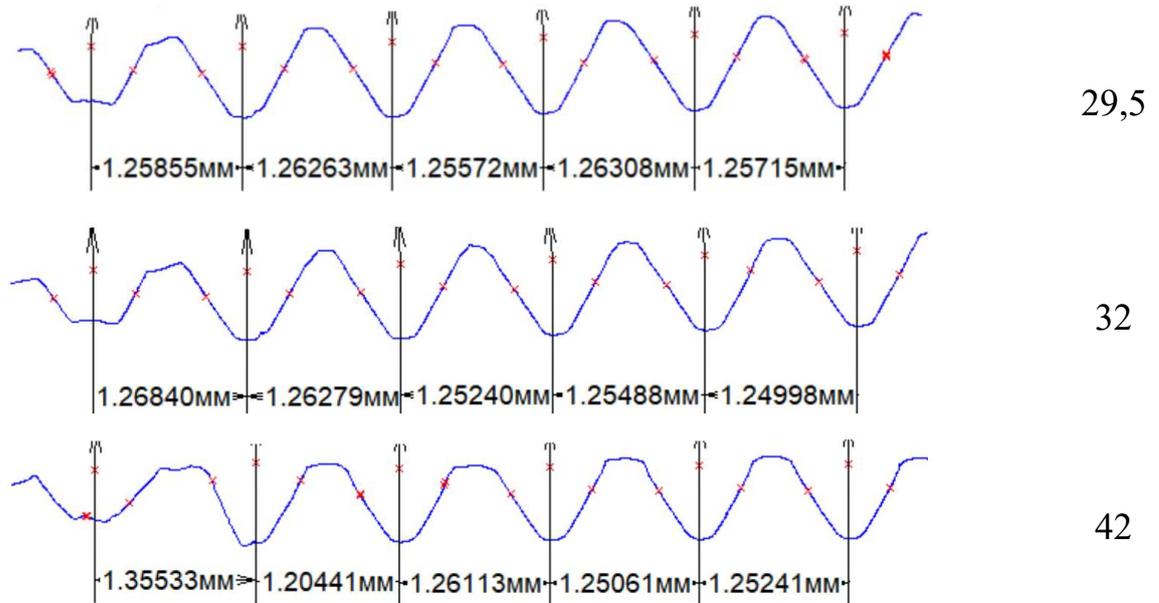


Рисунок 4.1.15 – Профиль резьбы болта после сборки с различным $M_{закр}$ после наложения колебаний

В результате воздействия ультразвука при значениях $M_{закр}$ 29,5 и 32 Н·м признаков деформации не наблюдается, и порог деформации смещается до 42 Н·м. Это подтверждает увеличение допустимого $M_{закр}$ при отсутствии повреждений собираемого соединения, и, как следствие, повышения качества соединения. Сравнение изменения длины витка резьбы по виткам для исследуемых методов сборки при максимальном $M_{закр}$ приведено на рисунке 4.1.16.

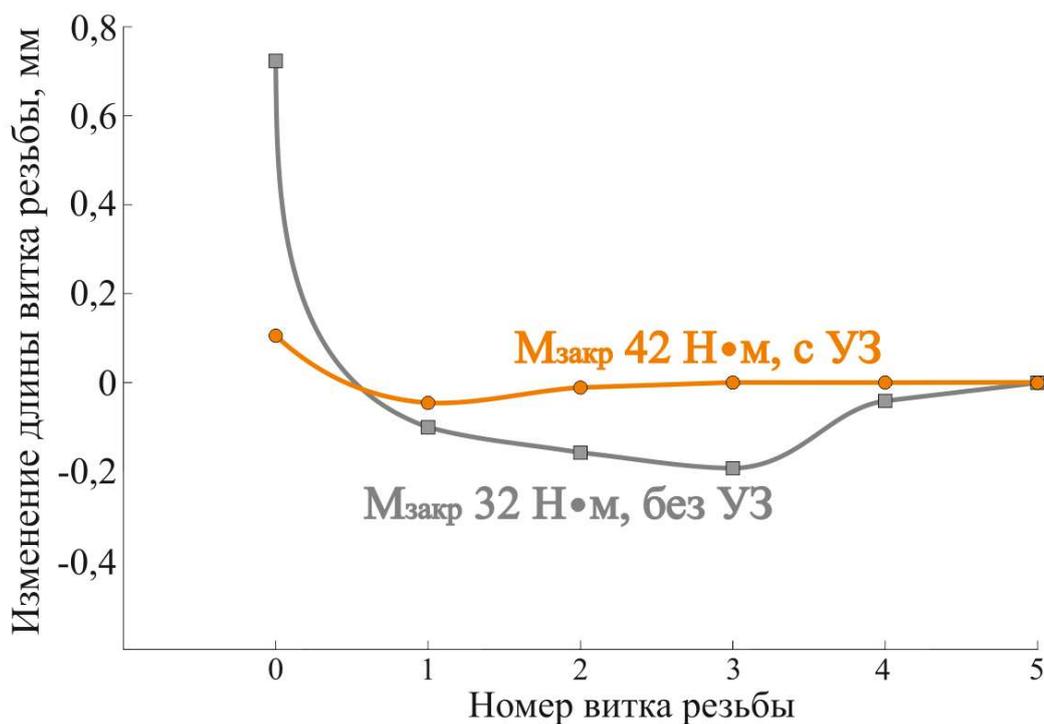


Рисунок 4.1.16 – Зависимость изменения длины витками резьбы от номера витка резьбы

Для болта, который не подвергался закручиванию, характерен разброс значений длины витка, составляющий не более 1,5 %, что обуславливается погрешностями изготовления. В случае сборки без ультразвука при значении $M_{закр}$ 42Н·м видно, что для первого витка ширина изменяется на 8 %. На втором и третьем витках резьбы ширина изменяется до 12,6 % и 15,4 % соответственно, после чего изменение ширины снижается и на четвертом и пятом витках составляет уже 3,3 % и 0,15 соответственно. В случае использования ультразвука ширина первого витка изменяется на 3,6 %, а для остальных витков разница в ширине становится равномерной и не превышает 1,3%, что сопоставимо с геометрическими параметрами болта до сборки. Также необходимо отметить, что нулевым витком в

данном случае является виток, на месте которого установлена шайба, расположенная между головкой болта и гайкой. При таком расположении в первую очередь деформироваться начинает данный виток резьбы, а не переход «головка болта – стрежень болта», вследствие чего упрощается фиксация изменения геометрии вследствие деформаций.

Необходимо отметить, что полученные зависимости демонстрируют кумулятивный (накопительный) характер деформационного смещения витков резьбы. При закручивании без ультразвукового воздействия изменение шага монотонно увеличивается от первого до третьего витка, что связано с суммированием деформационных смещений витков резьбы. С применением ультразвукового воздействия и изменением условий трения значительных деформаций не происходит. На первом витке наблюдается наибольшее изменение шага, которое на втором и третьем витке достигает номинального значения.

На рисунке 4.1.17 представлены изображения разреза наиболее нагруженных витков соединения, которые визуальны демонстрируют равномерность зазора при применении ультразвука, и, как следствие повышение равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы.

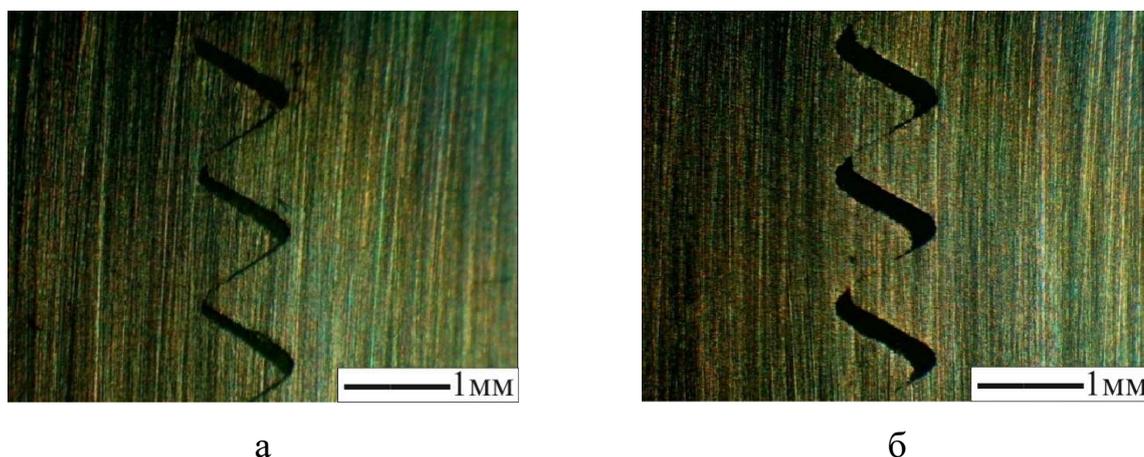


Рисунок 4.1.17 - Соединение, полученное без применения ультразвука (а) и с применением ультразвука (б)

Это говорит об увеличении равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы в случае применения ультразвука за счет интенсификации процессов восстановления напряжений затяжки. Применение колебаний

ультразвуковой частотыкратно увеличивает количество циклов переменной нагрузки, вследствие чего при дозакручивании достигаются значения напряжений затяжки, которые впоследствии не подвержены снижению во время эксплуатации.

Также было проведено исследование эффективности влияния ультразвуковых колебаний сдвигового типа при сборке на параметры шероховатости опорной поверхности гайки. Было проведено измерение шероховатости на опорной поверхности гайки М12, закрученной без ультразвука и гайки, закрученной с наложением ультразвуковых колебаний сдвигового типа, а также гайки до закручивания. Значения основных высотных и шаговых параметров шероховатости опорной поверхности гайки представлены в таблице 4.2.1, примеры профилограмм, полученных в результате измерений, приведены на рисунке 4.1.18.

Таблица 4.2.1 - Значения параметров шероховатости опорной поверхности гайки

Параметр	Гайка без закручивания	Гайка, закрученная без применения УЗ	Гайка, закрученная с применением УЗ
Ra	0,47	0,32	0,28
Rz	3,05	1,94	1,56
Rmax	5,65	3,19	2,98
Sm	47,30	63,91	72,83
t _{p40}	15,68	23,52	49,14

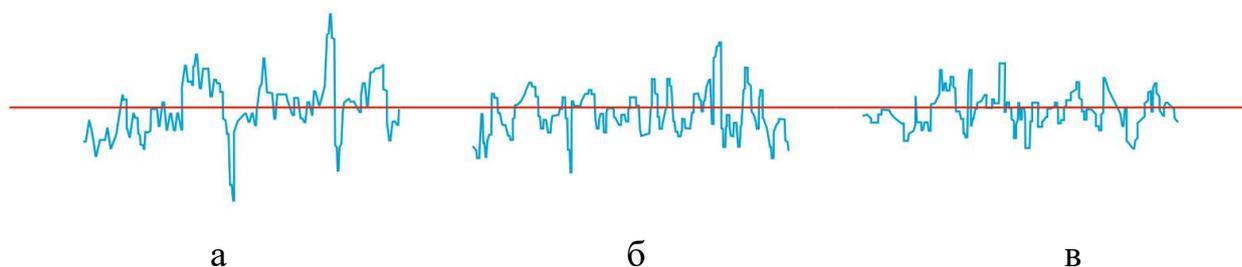
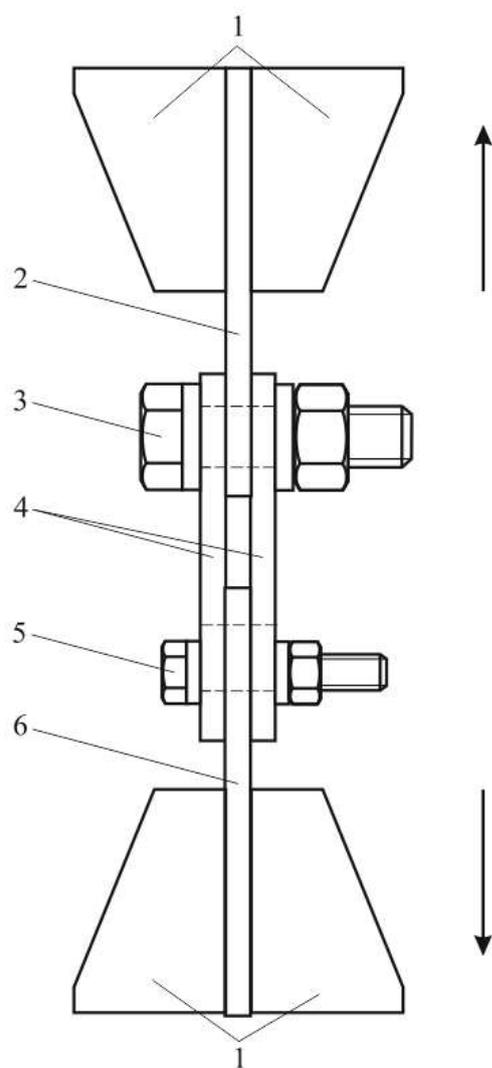


Рисунок 4.1.18 – примеры профилограмм, полученных на гайке без закручивания (а), гайке, закрученной без применения ультразвука (б) и гайке, закрученной с применением ультразвука (в)

Результаты показали, что при сборке с ультразвуком поверхность подвергается деформациям и изменению микрорельефа сильнее, чем при сборке без воздействия ультразвука. Так, если при обычной сборке высотные параметры снижаются на 30%, то при сборке с ультразвуком происходит снижение на 40%. При этом повышаются значения шаговых параметров, рост которых составляет 35% и 54% для обычной сборки и сборки с ультразвуком соответственно. Эти изменения параметров шероховатости позволяют говорить об увеличении силы трения на опорной поверхности, вследствие чего усилие на откручивание становится больше. Также стоит отметить изменение относительной опорной длины профиля, значение которой при ультразвуке растет больше, чем при обычной сборке. Данные результаты объясняют рост M_o при использовании ультразвука на этапе сборки резьбового соединения.

Также было проведено испытание на сдвиг резьбовых соединений, сборка которых выполнялась с использованием сдвиговых колебаний и без использования ультразвука, после чего проводилась сравнительная оценка полученных результатов.

Схема оснастки, применяемой для испытаний, и визуальный пример закрепления оснастки на разрывной машине приведены на рисунках 4.1.19 *a* и *б* соответственно. В фиксирующие оснастку губки разрывной машины 1 устанавливались пластины 2 и 6, соединенные между собой пластинами 4. Жесткое соединение оснастки обеспечивалось болтовым соединением 5, состоящим из болта М6, двух шайб и гайки М6, которое исследовалось на сдвиг, и болтовым соединением 3, состоящим из болта М10, двух шайб и гайки М10 и выполняющим фиксирующую функцию. При этом в пластине 2 выполнено отверстие диаметром 10 мм, а в пластине 6 паз шириной 6 и длиной 9 мм. При размещении в оснастке болтовое соединение 5 устанавливается в нижней точке паза так, чтобы при сдвиге соединения оставался свободный ход соединения в пазе для недопущения деформации болта.



а



б

Рисунок 4.1.19 – схема применяемой оснастки для испытаний на срез (а) и примера закрепления оснастки на разрывной машине (б)

Испытание проводилось при скорости движения траверсы $V = 5$ мм/мин. Проводилась серия из 8 испытаний соединений, собранных с использованием ультразвука, и 8 испытаний соединений, собранных без применения ультразвука. Примеры полученных диаграмм усилие/перемещение для соединений, собранных с ультразвуком и без приведены на рисунках 4.1.20 и 4.1.21 соответственно

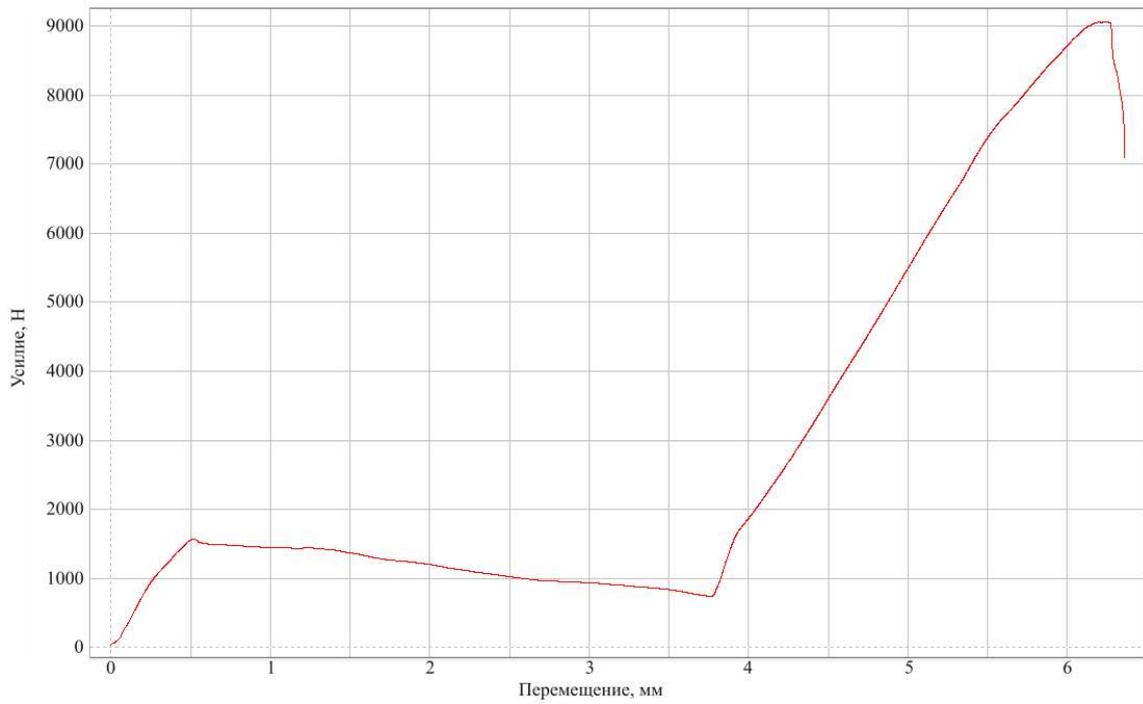


Рисунок 4.1.20 – диаграмма усилие/перемещение для резьбового соединения, собранного с применением ультразвуковых колебаний

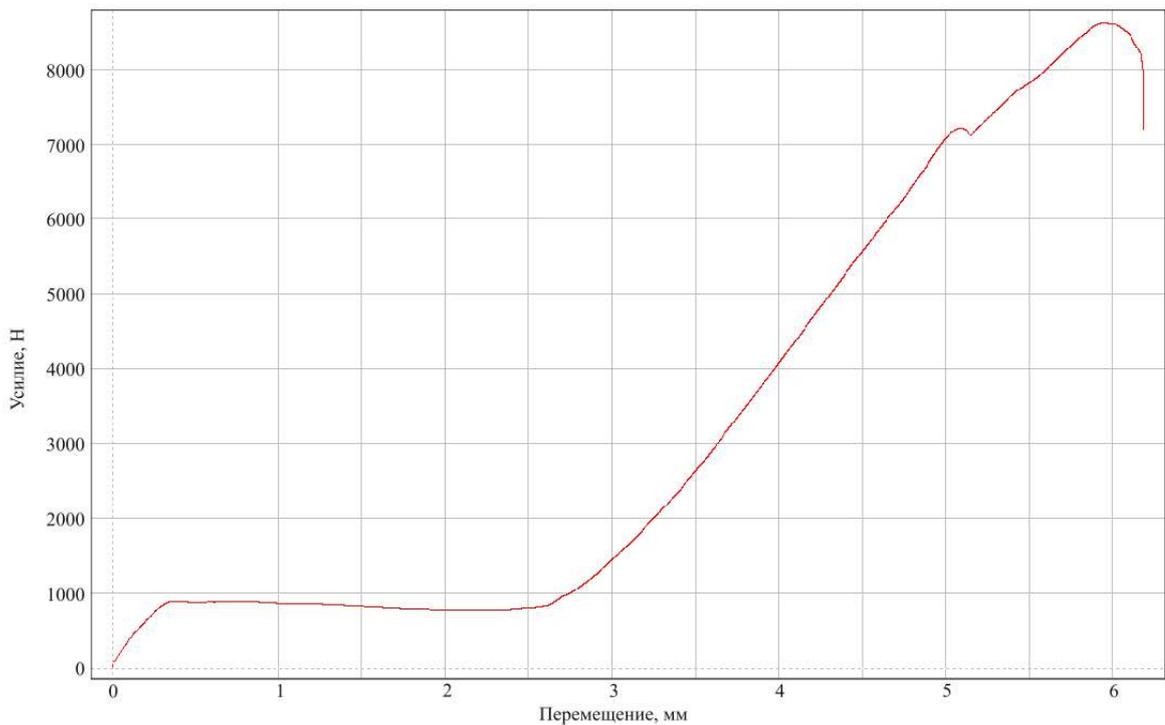


Рисунок 4.1.21 – диаграмма усилие/перемещение для резьбового соединения, собранного без применения ультразвуковых колебаний

На приведенных диаграммах четко наблюдаются 3 точки перегиба. Первый перегиб характеризует момент срыва соединения, который находится в точке перемещения 0,5 мм. Следующий перегиб находится в точках, где перемещение составляет 3...4 мм. В данной точке исследуемое соединение заканчивает свободное перемещение, обеспеченное фрезерованным пазом, и упирается в пластину, после чего начинается деформация болта с последующим его разрывом в точке с перемещением 6 мм. Разница в значениях перемещения для второго перегиба обуславливается погрешностью установки испытываемого соединения в оснастке, но не является критичной с точки зрения результатов. На рисунке 4.1.22 приведены диаграммы усилие/перемещение для средних усилий всех испытаний при сборке с использованием ультразвука и без его использования.

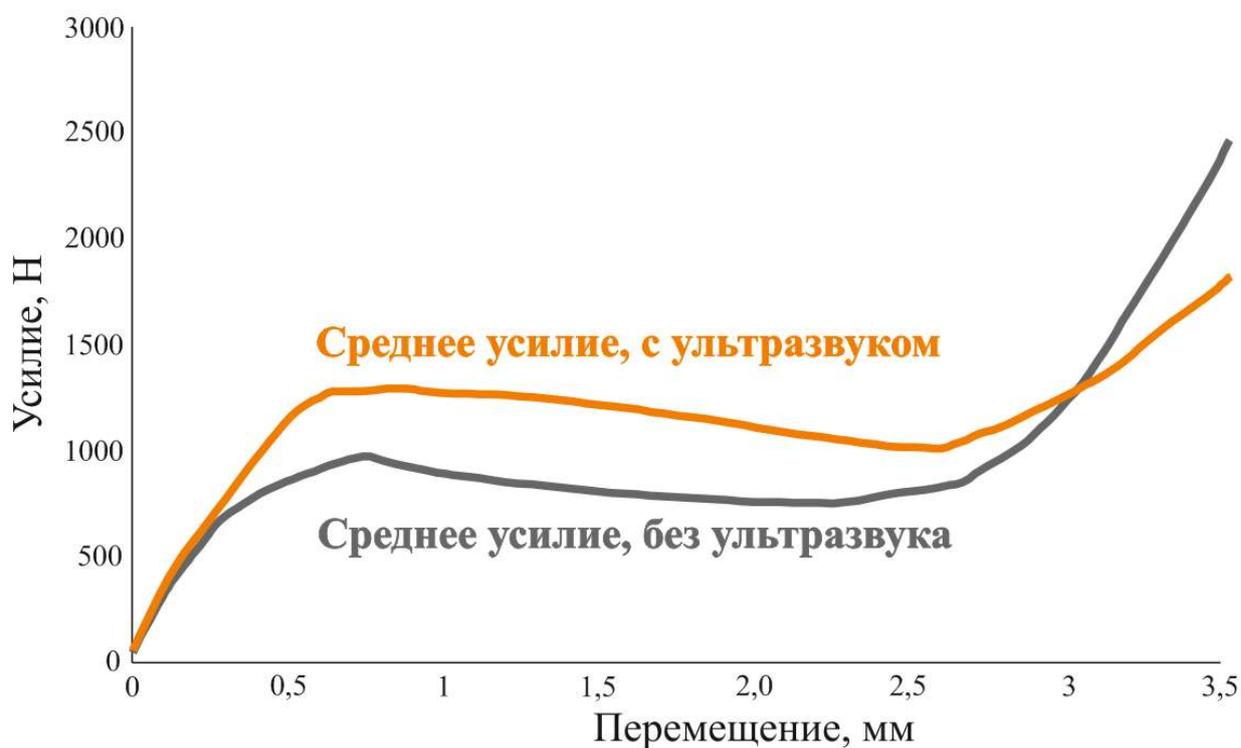


Рисунок 4.1.22 – Зависимость усилия сдвига от перемещения для различных методов сборки

Из результатов видно, что среднее усилие для соединения, собранного с использованием ультразвука, превышает аналогичное усилие для соединения, собранного без ультразвука, на 45%. Данный результат обуславливается лучшим распределением нагрузки по виткам резьбы, в сравнении со сборкой без применения ультразвука.

4.2 Влияние массы и температуры на сборку резьбовых соединений с помощью ультразвуковых колебаний

Для определения влияния массы собираемого соединения были проведены исследования по сборке с помощью ультразвука различных типоразмеров соединений и сборке с помощью ультразвука соединения одного диаметра, но разной массы, основные результаты опубликованы в [125,126].

Определение влияния ультразвука на сборку различных типоразмеров соединений было проведено по методике, указанной в п. 3.1 с использованием продольного и сдвигового типов колебаний. В качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М8, М10, М12 с крупным шагом резьбы, нормальной точности, класс прочности 5.8. В качестве элемента с внутренней резьбой использовались гайки М8, М10, М12 соответственно.

Момент закручивания соединения $M_{закр}$ обеспечивался динамометрическим ключом и контролировался с помощью динамометра. Крутящий момент для соединений М8, М10, М12 составлял 24.5 Н·м, 32 Н·м, 34.5 Н·м соответственно.

Результаты исследования сдвиговых и продольных колебаний представлены на рисунках 4.2.1 и 4.2.2 соответственно.

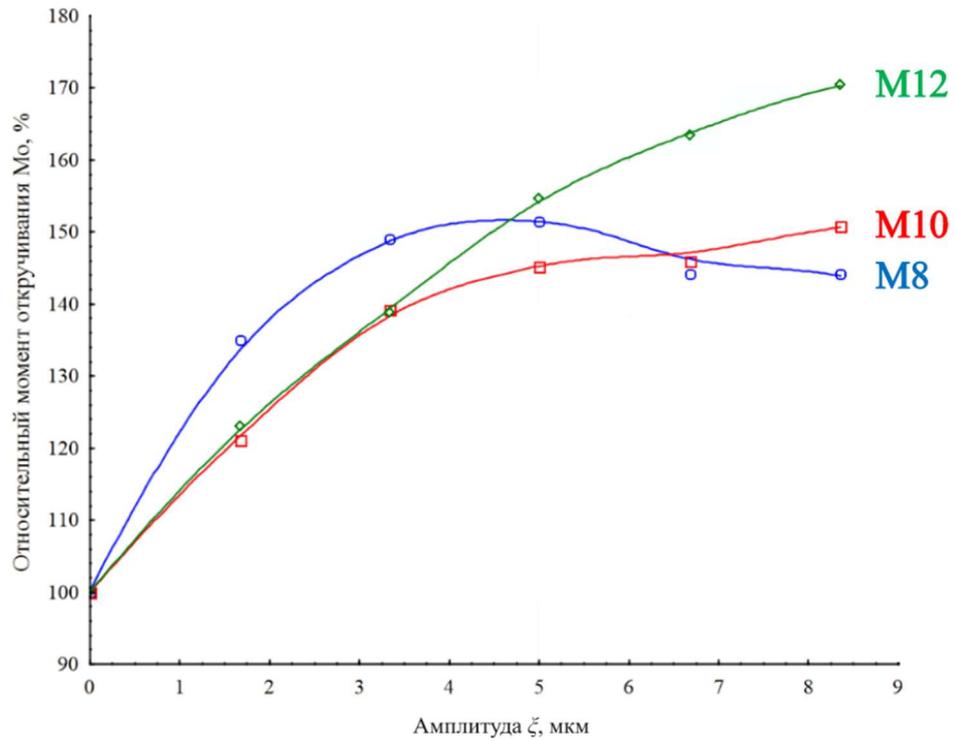


Рисунок 4.2.1 – Зависимость момента откручивания M_o от амплитуды колебаний сдвиговых колебаний для типоразмеров M8, M10 и M12

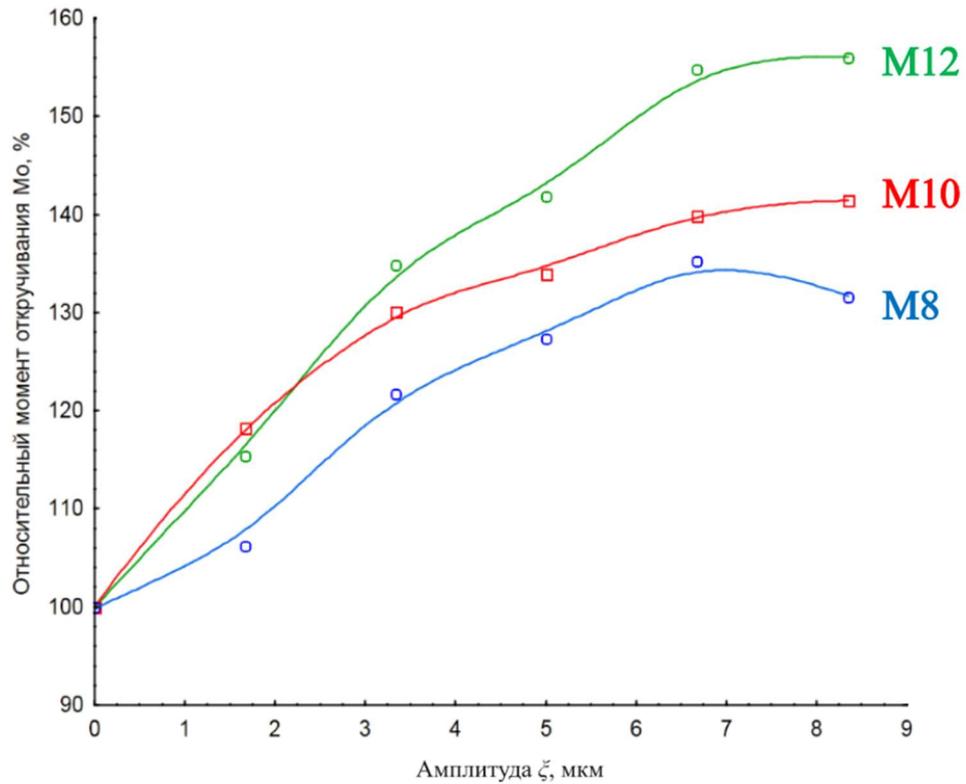


Рисунок 4.2.2 – Зависимость момента откручивания M_o от амплитуды колебаний продольного типа для типоразмеров M8, M10, M12

Результаты показали, что рост значений момента откручивания при продольных колебаниях наблюдается до амплитуды 7 мкм, после чего M_o либо начинает снижаться (для размера М8), либо значения M_o стабилизируются (для размеров М10 и М12) (рисунок 4.2.2). Кроме того, разные размеры имеют различное приращение значения момента откручивания.

В случае колебаний сдвигового типа зависимости имеют сходный вид. Рост момента откручивания замедляется на значениях амплитуды 5-6 мкм. Для размера М8 заметное снижение эффективности колебаний происходит уже после 5 мкм вследствие нагрева.

Различное приращение при продольных колебаниях также можно объяснить влиянием массы элементов соединения на процесс сборки. В [85] определено, что при продольных колебаниях тело на винтовой поверхности подвергается воздействию силы, стремящейся его сдвинуть в сторону узла механических деформаций, т.е. болт всегда откручивается. В данном исследовании соединение располагается вертикально, и помимо силы, способствующей самооткручиванию, на соединение действует сила тяжести, направленная в противоположную сторону. Поскольку с увеличением размера соединения увеличивается и масса гайки, влияние силы самооткручивания заметно снижается, что объясняет различное приращение значений момента откручивания. Различное приращение значений момента откручивания при сдвиговых колебаниях для всех типоразмеров, за исключением М8, – практически одинаковое, что связано с отсутствием силы, способствующей самораскручиванию, либо ее малыми значениями.

Рост значений момента откручивания до амплитуды в 7 мкм влиянием температуры. Поскольку при данной схеме колебания передаются равномерно на соединение, гайка и болт начинают нагреваться одновременно. Однако вследствие разных масс гайка нагревается быстрее болта, что объясняется ее меньшей удельной теплоемкостью. После нагрева гайки ее размеры увеличиваются, что также способствует снижению сил трения. Также температура передается на инструмент, что влияет на условия сборки. Поскольку ультразвуковое воздействие является кратковременным, этот эффект проявляется только на размере М8, так как

масса гайки относительно размеров М10 и М12 меньше в 2 и 3 раза соответственно. Кроме того, при закручивании с нагревом интенсивнее изменяется микрорельеф поверхности резьбы вследствие деформаций на витках и на опорной поверхности, что влияет на силу трения и, следовательно, на M_o .

С целью определения влияния габаритных параметров на акустико-технологические параметры был проведен анализ оптимальных амплитуд для типоразмеров М8-М24 для колебаний сдвигового типа, в качестве параметра оптимизации был определен M_o (рисунок 4.2.3). Видно, что с увеличением типоразмера интенсивность увеличения амплитуды снижается (для размеров М20 и выше значение амплитуды достигает 10 мкм. после чего рост прекращается). Сам рост обуславливается необходимостью передачи большего количества энергии для колебаний соединения, а снижение интенсивности роста при увеличении типоразмера может быть связано с изменением шага резьбы.

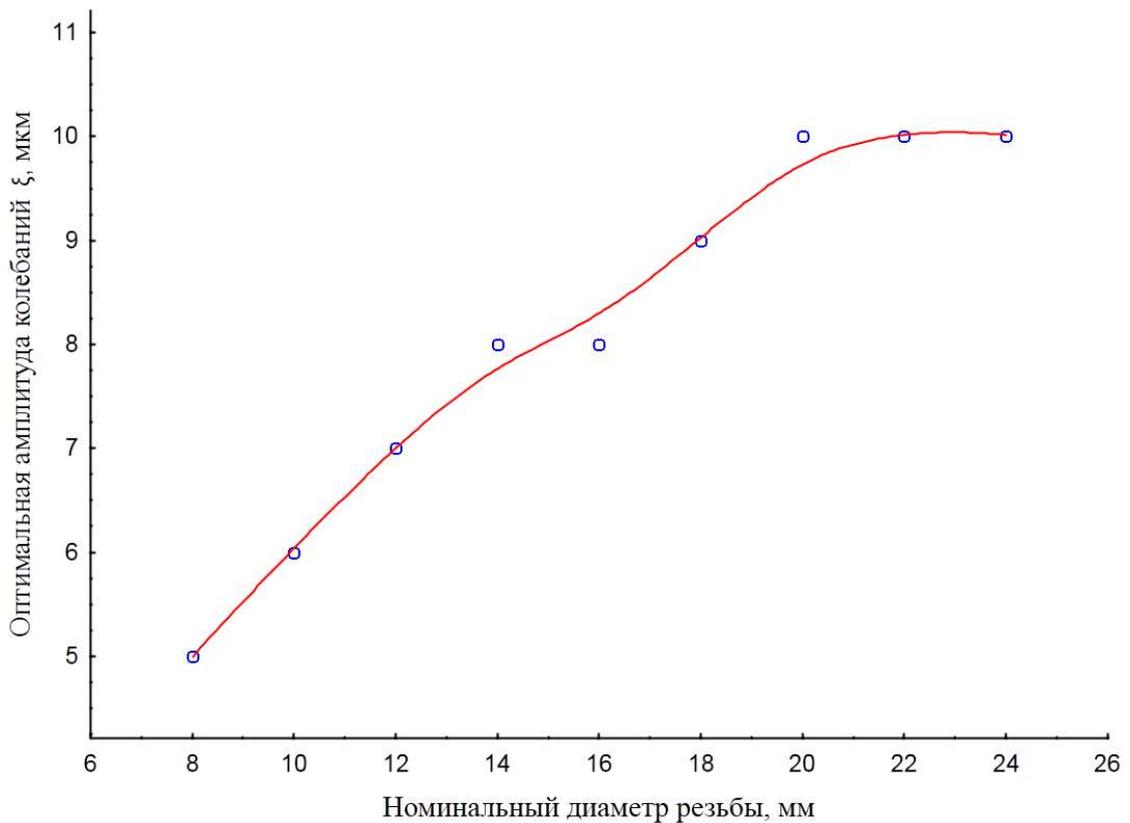


Рисунок 4.2.3 – Зависимость оптимальной амплитуды колебаний от номинального диаметра резьбы

Исследование влияния ультразвука на сборку соединения одного типоразмера с различной массой было проведено по методике, указанной в п. 4.1 с использованием сдвиговых колебаний.

В качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М8 с крупным шагом, нормальной точности, класс прочности 5.8, в качестве элемента с внутренней резьбой использовалась гайка М8. Масса соединения составляла 15, 20, 25, 30 и 35 грамм. Амплитуда колебаний составляла 8 мкм. Момент закручивания соединения $M_{закр}$ обеспечивался динамометрическим ключом и контролировался с помощью динамометра и составил 24.5 Н·м.

Результаты в виде диаграммы рассеяния зависимости относительного момента откручивания от массы соединения при подгонке методом наименьших квадратов представлены на рисунке 4.2.4.

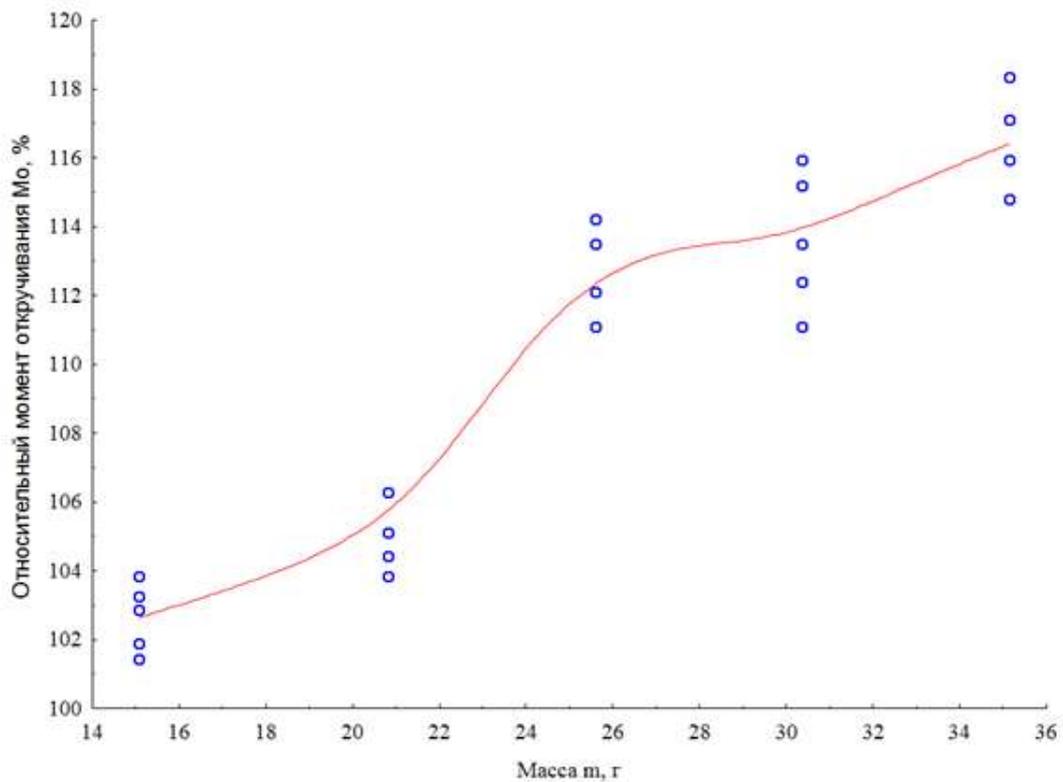


Рисунок 4.2.4. – Зависимость относительного момента откручивания M_o от массы соединения для типоразмера М8с подгонкой методом наименьших квадратов

На рисунке 4.2.5 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от массы соединения для типоразмера М8 при полиномиальной подгонке.

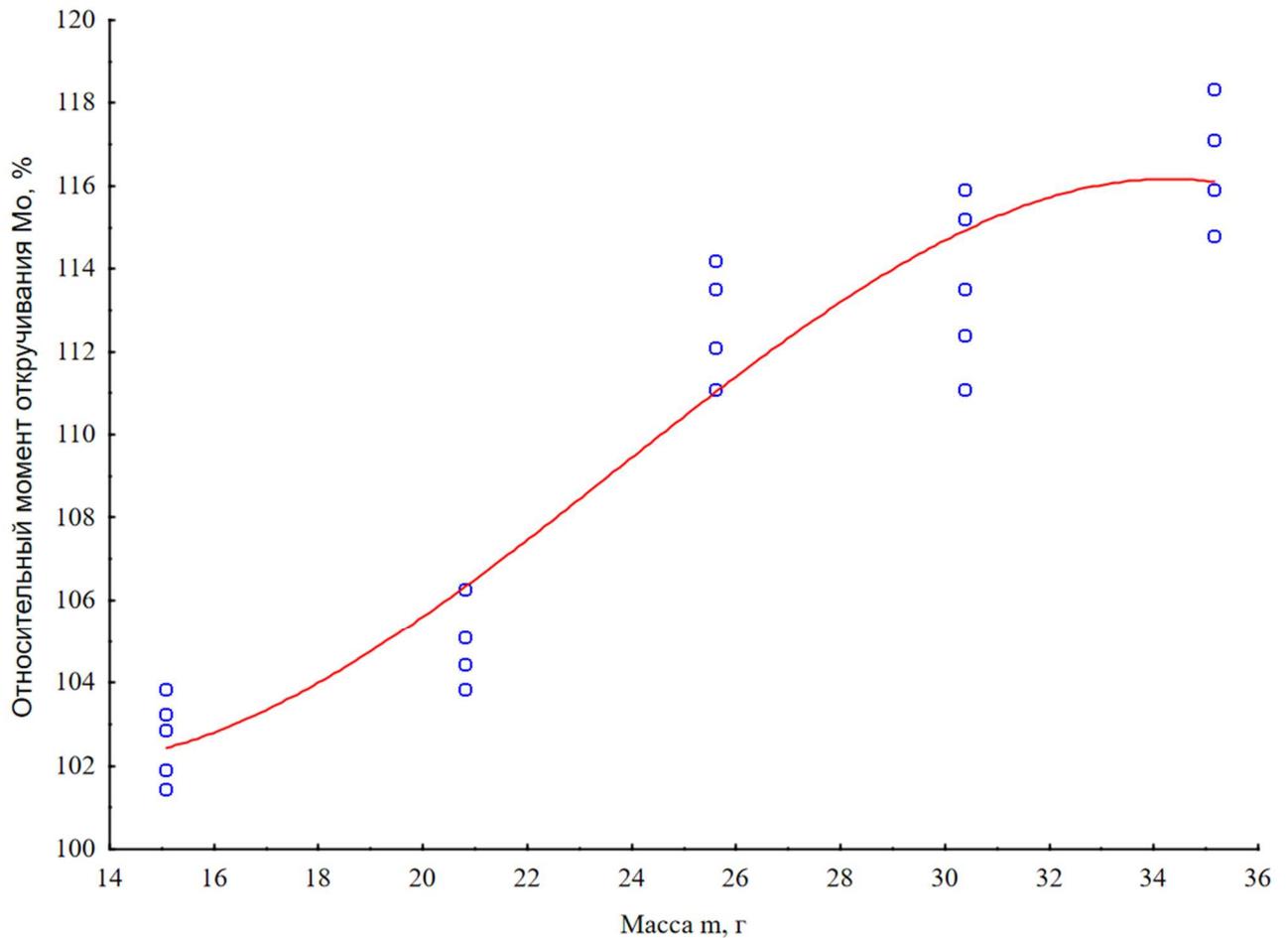


Рисунок 4.2.5 – Зависимость относительного момента откручивания от массы соединения для типоразмера М8 с подгонкой полиномиальным методом

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.7.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 1 степени, показанная в формуле 4.2.1:

$$Y=91,78+0,72X, \quad (4.2.1)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,88$, коэффициент корреляции $R=0,94$, значение F -статистики = 168,88 при уровне значимости $p<0,00000$, значение стандартной ошибки оценки = 1,96. Учитывая вышеизложенное, гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Несмотря на то, что у других моделей значения R^2 и R равны или немного больше, по совокупности факторов полином 1 степени является наиболее достоверной моделью. Значения коэффициентов модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.8.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях выглядит как 4.2.2:

$$M_o = 91,78 + 0,72m \pm 1,42\varepsilon , \quad (4.2.2)$$

где m – масса резьбового соединения, г.

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.2.6.

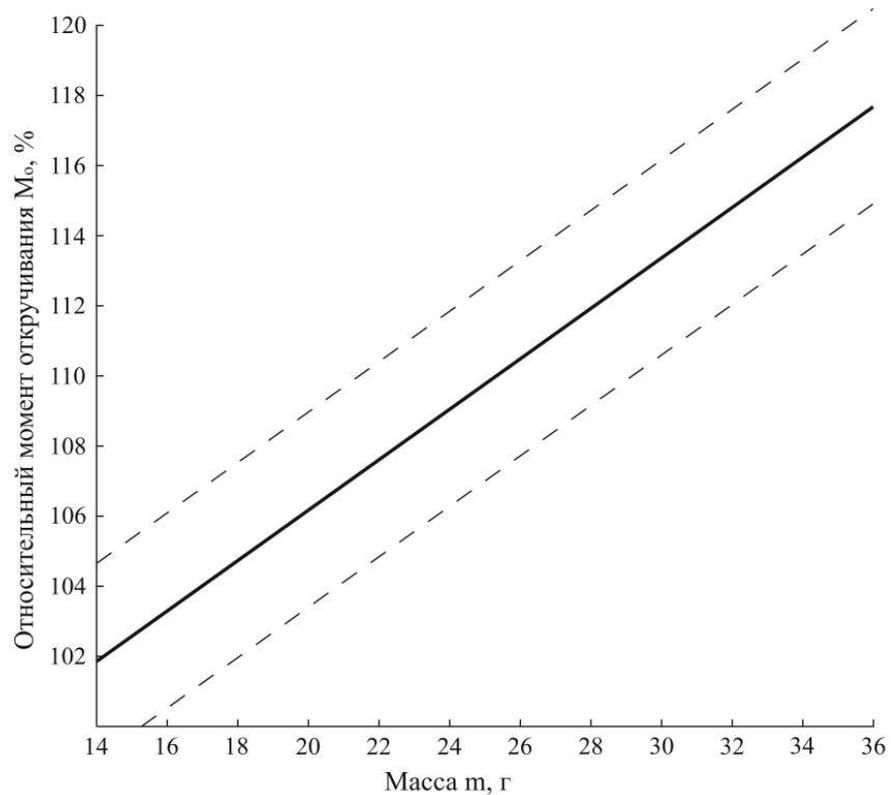


Рисунок 4.2.6 – Зависимость относительного момента откручивания M_o от массы соединения для типоразмера М8

Обработка результатов показала, что зависимость является линейной, так как масса соединения изменяется линейно за счет изменения длины болтов.

Для определения влияния температуры собираемого соединения были проведены исследования по сборке с помощью ультразвука соединения М12 длиной 50 мм в диапазоне температур $-15\text{ }^{\circ}\text{C} \dots 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Амплитуда колебаний составляла 4 мкм. Такое значение амплитуды позволяет достигать высокой эффективности сборки, при этом не происходит тепловых потерь, влияющих на результаты. Вследствие этого повышается достоверность получаемых значений.

Исследование было проведено по методике, указанной в п. 3.1 с использованием сдвиговых колебаний. В качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М12 с крупным шагом резьбы, нормальной точности, класс прочности 5.8. В качестве элемента с внутренней резьбой использовалась гайка М12 соответственно.

Результаты в виде диаграммы рассеяния зависимости относительного момента откручивания от температуры соединения при подгонке методом наименьших квадратов представлены на рисунке 4.2.7.

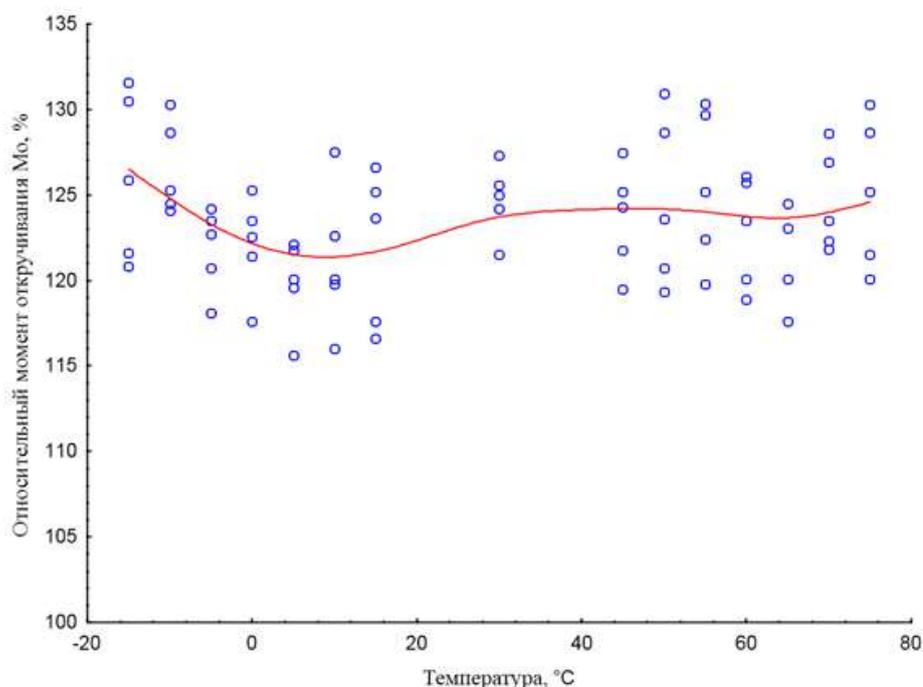


Рисунок 4.2.7 – Зависимость относительного момента откручивания от температуры соединения для типоразмера М12 с подгонкой методом наименьших квадратов

Данная зависимость имеет признаки линейной.

На рис. 4.2.8 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от температуры соединения для типоразмера М12 при полиномиальной подгонке.

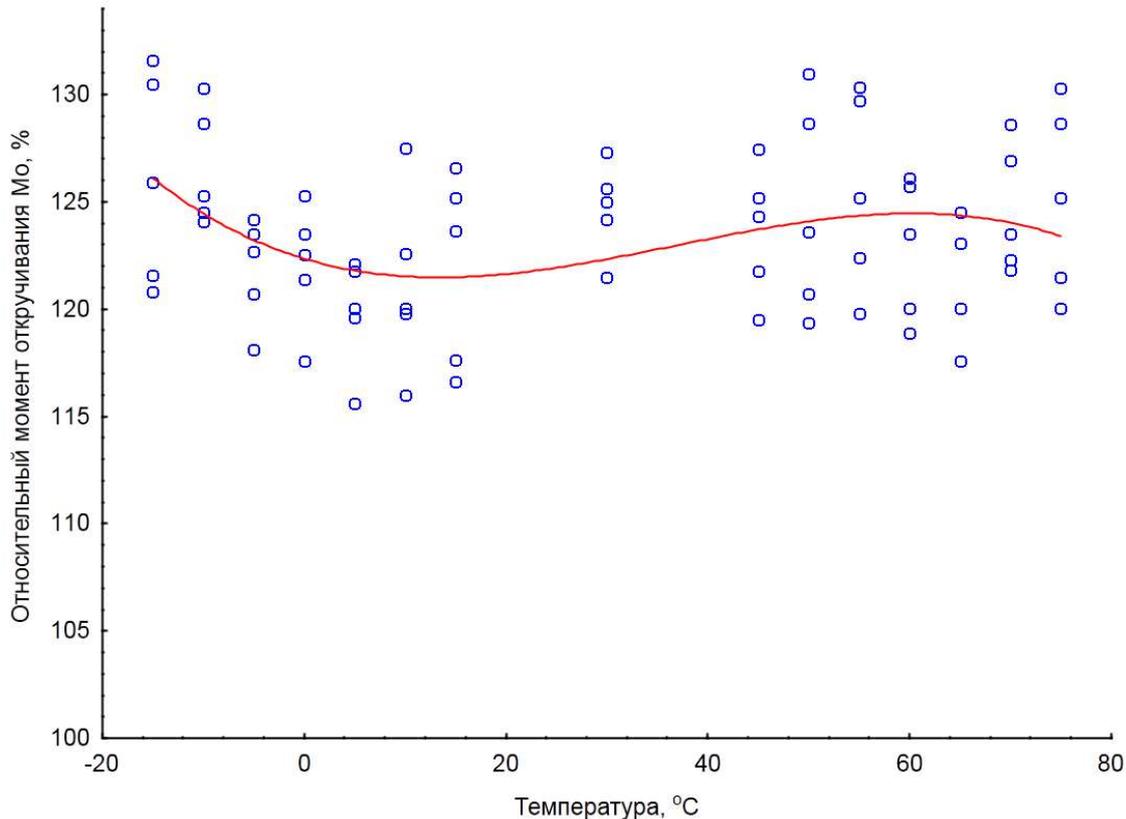


Рисунок 4.2.8 – Зависимость относительного момента откручивания от температуры соединения для типоразмера М12 с подгонкой полиномиальным методом

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.9.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 3 степени, показанная в формуле 4.2.3:

$$Y=122,35-0,1409X+0,0064X^2-0,0001X^3, \quad (4.2.3)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,11$, коэффициент корреляции $R=0,33$ для остальных моделей значения R^2 и R меньше указанных. Значение F -статистики = 2,98 при уровне значимости $p < 0,03722$, значение стандартной ошибки оценки = 3,6910. Учитывая вышеизложенное можно утверждать, что связь между фактором и откликом является слабой и практически не значимой, из чего можно сделать вывод, что на величину M_o температура соединения не оказывает заметного влияния.

Это также видно на рис. 4.2.6. В диапазоне температур $-20...80$ °С усредненные значения M_o варьируются на 4-5 %. Однако необходимо отметить, что наложение колебаний влияет на такой аспект, как большой разброс значений M_o . Так, при граничных значениях (-20 и 80 °С) диапазон составляет порядка 10%, однако при достижении температуры 30 °С разброс снижается до 5-6%.

4.3 Определение степени влияния амплитуды колебаний, массы и температуры собираемого соединения в рамках многофакторного эксперимента

Для определения влияния на собираемое соединение амплитуды колебаний, массы и температуры были проведены исследования по сборке с помощью ультразвука типоразмера М8.

Определение влияния ультразвука на сборку различных типоразмеров соединений было проведено по методике, указанной в п. 3.1 с использованием сдвиговых колебаний. В качестве элементов с наружной резьбой использовался оцинкованный болт М8 с крупным шагом резьбы, нормальной точности, класс прочности 5.8 и оцинкованная гайка М8. Момент закручивания соединения $M_{закр}$ составлял 24.5 Н·м.

Эксперимент был проведен с использованием некомпозиционного плана Бокса-Бенкина второго порядка для трех факторов, с числом опытов $N = 12$ и числом опытов на нулевом уровне факторов $n_0 = 3$. Кодированные значения

факторов и соответствующие им физические значения факторов приведены в таблице 4.3.1. В качестве параметра оптимизации был выбран M_o .

Таблица 4.3.1 - Кодированные значения факторов

Фактор	Обозначение	Единицы измерения	Уровни варьирования факторов		
			Верхний	Нулевой	Нижний
			Кодированное обозначение		
			+1	0	-1
Амплитуда	$X1$	мкм	8	4	0
Масса	$X3$	г	35	25	15
Температура	$X2$	°С	+70	25	-20

Кодирование уровней факторов проводилось по формуле 4.3.1

$$x_i = \frac{\bar{x}_i - 0,5(\bar{x}_{imax} - \bar{x}_{imin})}{0,5(\bar{x}_{imax} - \bar{x}_{imin})} \quad (4.3.1)$$

где x_i — кодированный уровень i -го фактора;

\bar{x}_i — текущее значение i -го фактора;

\bar{x}_{imax} — максимальное значение i -го фактора;

\bar{x}_{imin} — минимальное значение i -го фактора.

Полученная модель имеет вид квадратичного полинома (4.3.2).

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 \quad (4.3.2)$$

Следует отметить, что, поскольку переменные в данной модели закодированы, коэффициенты b_0 , b_i , b_{ij} , $b_{ii}...$ являются оценками истинных коэффициентов [111]. При этом переводить полученную модель вида 4.3.2 в модель, содержащую натуральные факторы, не рекомендуется, поскольку это резко ухудшает возможность интерпретации модели и принятие по ней технико-экономических решений. Матрица плана и результаты эксперимента приведены в табл. 4.3.2.

Таблица 4.3.2 - Матрица плана и результаты эксперимента

№	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	Y
1	-1	-1	0	+1	0	0	+1	+1	0	102,82
2	+1	-1	0	-1	0	0	+1	+1	0	178,9
3	-1	+1	0	-1	0	0	+1	+1	0	103,85
4	+1	+1	0	+1	0	0	+1	+1	0	176,5
5	-1	0	-1	0	+1	0	+1	0	+1	101,76
6	+1	0	-1	0	-1	0	+1	0	+1	171,9
7	-1	0	+1	0	-1	0	+1	0	+1	107,38
8	+1	0	+1	0	+1	0	+1	0	+1	182,51
9	0	-1	-1	0	0	+1	0	+1	+1	139,76
10	0	+1	-1	0	0	-1	0	+1	+1	140,69
11	0	-1	+1	0	0	-1	0	+1	+1	146,79
12	0	+1	+1	0	0	+1	0	+1	+1	145,43
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	141,68
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	137,25
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	143,93
Σ	294	-1,8	28	- 3,43	4,99	- 2,29	112 5,62	113 4,74	113 6,22	2121,15

Ошибка S_y и дисперсия параметра S_y^2 находятся по результатам трех опытов на нулевом уровне факторов и составляют $S_y = 3,4$ и $S_y^2 = 11,55$. Значения коэффициентов b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} определяются по соотношениям 4.3.3 – 4.3.6.

$$b_0 = \frac{1}{n_0} * \sum_{n=1}^{n_0} y_{0n} \quad (4.3.3)$$

$$b_i = A \sum_{n=1}^N x_{in} y_n \quad (4.3.4)$$

$$b_{ij} = D \sum_{n=1}^N x_{in} x_{jn} y_n \quad (4.3.5)$$

$$b_{ii} = B \sum x_{in}^2 y_n + C \sum_{i=1}^k \sum_{n=1}^N x_{in}^2 y_n - \frac{\sum_{n=1}^{n_0} y_{0n}}{n_{op}} \quad (4.3.6)$$

где k – число факторов;

y_{0n} – значение параметра оптимизации на нулевом уровне факторов;

y_n – значение параметра оптимизации в n-й строке матрицы;

x_i – кодированные уровни факторов;

$A = 0,125$;

$B = 0,25$;

$C = 0,0625$;

$D = 0,25$;

$p = 2$.

Значимость коэффициентов определяется по формуле (4.3.7):

$$\Delta b_i = \pm t * S_{bi} \quad (4.3.7)$$

где t – табличное значение критерия Стьюдента при уровне доверия $\alpha = 0,05$;

S_{bi} – ошибка определения коэффициентов b_i , определяемая как $S_{bi} = \sqrt{S_{bi}^2}$,

где S_{bi}^2 – дисперсия при определении коэффициентов.

Дисперсии коэффициентов определяются как 4.3.8 – 4.3.10

$$S_{bi}^2 = AS_y^2 \quad (4.3.8)$$

$$S_{bij}^2 = DS_y^2 \quad (4.3.9)$$

$$S_{bii}^2 = (B + \frac{1}{p^2 n_0}) S_y^2 \quad (4.3.10)$$

Результаты расчетов представлены в табл.4.3.3

Таблица 4.3.3 - Результаты расчетов

Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
b_0	140,95	b_{11}	-0,43	S_{bij}	1,70
b_1	36,75	b_{22}	1,6	S_{bii}	1,96
b_2	-0,23	b_{33}	-0,14	ΔS_{b0}	7,24
b_3	3,50	S_{bi}^2	1,44	ΔS_{bi}	2,56
b_{12}	-0,86	S_{bij}^2	2,89	ΔS_{bij}	3,62
b_{13}	1,25	S_{bii}^2	3,85	ΔS_{bii}	4,18
b_{23}	-0,57	S_{bi}	1,20		

Расчеты показывают, что значимыми являются коэффициенты b_0, b_1, b_3 , в связи с чем итоговая зависимость имеет следующий вид (4.3.11):

$$Y = 140,95 + 36,75x_1 + 3,50x_3 \quad (4.3.11)$$

Проверка адекватности полученного уравнения проводится по критерию Фишера $F = S_{ад}^2 / S_y^2$. $S_{ад}$ – дисперсия адекватности, которая определяется как (4.3.12):

$$S_{ад} = \frac{SS_{ост} - SS_y}{N - m - (n_0 - 1)} \quad (4.3.12)$$

где m – число значимых коэффициентов;

$$SS_{ост} = \sum_{n=1}^N (\hat{y}_n - y_n)^2;$$

$$SS_y = \sum_{n=1}^{n_0} (y_{0n} - \bar{y}_0)^2;$$

\bar{y}_0 – среднее значение параметра оптимизации трех опытов на нулевом уровне факторов;

$(\hat{y}_n - y_n)$ – разность между расчетным значением и опытным значением.

В данном случае $SS_y = 23,1$, $SS_{ост} = 58,47$. Следовательно, $F = 10,34/11,55 < 1$, т. е. уравнение адекватно при всех уровнях доверия α .

Анализ уравнения показывает, что наибольшее влияние на M_o оказывает x_1 , (амплитуда колебаний), x_3 (масса соединения) влияет незначительно, а x_2 (температура соединения) не влияет вообще. Кроме того, можно говорить об отсутствии корреляции между факторами. Таким образом, чем больше амплитуда колебаний и масса соединения – тем больше эффективность применения ультразвука на этапе сборки соединения в сравнении с традиционным методом сборки.

Дополнительно в программе Statistica была проведена проверка на предмет взаимосвязи между влияющими факторами, для чего была проанализирована корреляционная матрица (рис. 4.3.1). Анализ показал, что корреляция отсутствует полностью и факторы между собой никак не связаны.

N=15

Переменная	X1	X2	X3	Y
X1	1,00	-0,00	-0,00	0,99
X2	-0,00	1,00	0,00	-0,01
X3	-0,00	0,00	1,00	0,09
Y	0,99	-0,01	0,09	1,00

Рисунок 4.3.1 –корреляционная матрица параметров

Также с целью проверки полученных результатов расчетным методом в программе Statistica была получена математическая модель методом факторного анализа без поворота осей. Данный метод был выбран, поскольку даже при числе главных компонент, равном 3, доля общей дисперсии, обработанной тремя факторами, составляет 99,9% (рис. 4.3.2).

Перемен.	Фактор 1	Фактор 2	Фактор 3
X1	0,579524	0,000000	0,814955
X2	0,814955	0,000000	-0,579524
X3	0,000000	1,000000	0,000000
Общ. дис.	1,000000	1,000000	1,000000
Доля общ.	0,333333	0,333333	0,333333

Рисунок 4.3.2 – факторы нагрузки методом анализа без поворота осей

Отсюда связь между главными компонентами и нормализованными факторами представляется в виде (4.3.13 – 4.3.15):

$$F_1 = 0,579524X1 + 0,814955X2; \quad (4.3.13)$$

$$F_2 = X3; \quad (4.3.14)$$

$$F_3 = 0,814955X1 - 0,579524X2; \quad (4.3.15)$$

С помощью инструмента «множественная регрессия» были определены основные параметры искомой модели (рис. 4.3.3).

R= ,99749029 R2= ,99498688 Скоррект. R2= ,99361966
F(3,11)=727,75 p<,00000 Станд. ошибка оценки: 2,2347

N=15	БЕТА	Ст. Ош. БЕТА	В	Ст. Ош. В	t(11)	p-знач.
Св.член			141,4100	0,576999	245,0786	0,000000
Ф1	0,570500	0,021348	15,9608	0,597250	26,7238	0,000000
Ф2	0,094569	0,021348	2,6458	0,597250	4,4299	0,001012
Ф3	0,812756	0,021348	22,7383	0,597250	38,0717	0,000000

Рисунок 4.3.3—основные параметры модели, основанной на независимых факторах

Модель, основанная на независимых факторах, имеет вид (4.3.16):

$$Y = 141,41 + 15,9608F_1 + 2,6458F_2 + 22,7383F_3 \quad (4.3.16)$$

После подстановки на место независимых факторов нормализованных физических факторов получаем модель вида (4.3.17):

$$Y = 141,41 + 27,78X_1 - 0,17X_2 + 2,65X_3 \quad (4.3.17)$$

Анализ с использованием программы Statistica показал результаты, схожие с результатами, полученными первым методом, за исключением наличия минимального отрицательного влияния температуры. Факт такого расхождения косвенно подтверждается пограничным коэффициентом корреляции для зависимости M_o от температуры. Кроме того, можно говорить об отсутствии корреляции между факторами. Таким образом можно утверждать, что влияющими факторами являются амплитуда и масса, и чем больше амплитуда колебаний и масса соединения – тем больше эффективность применения ультразвука на этапе сборки соединения в сравнении с традиционным методом сборки.

4.4 Влияние ультразвуковых колебаний различных типов на разборку резьбового соединения

Определение влияния ультразвука на сборку различных типоразмеров соединений было проведено по методике, указанной в п. 3.1 с использованием сдвиговых, продольных и крутильных колебаний. В качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М8, М10, М12 с крупным

шагом резьбы, нормальной точности, класс прочности 5.8. В качестве элемента с внутренней резьбой использовались гайки М8, М10, М12 соответственно. Момент закручивания соединения $M_{закр}$ обеспечивался динамометрическим ключом и контролировался с помощью динамометра. Крутящий момент для соединений М8, М10, М12 составлял 24.5 Н·м, 32 Н·м, 34.5 Н·м соответственно. Схема проведения эксперимента по определению влияния сдвиговых колебаний, аналогична представленной на рисунке 4.1.1.

Результаты в виде диаграммы рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды при сдвиговых колебаниях при подгонке методом наименьших квадратов представлены на рисунке 4.4.1.

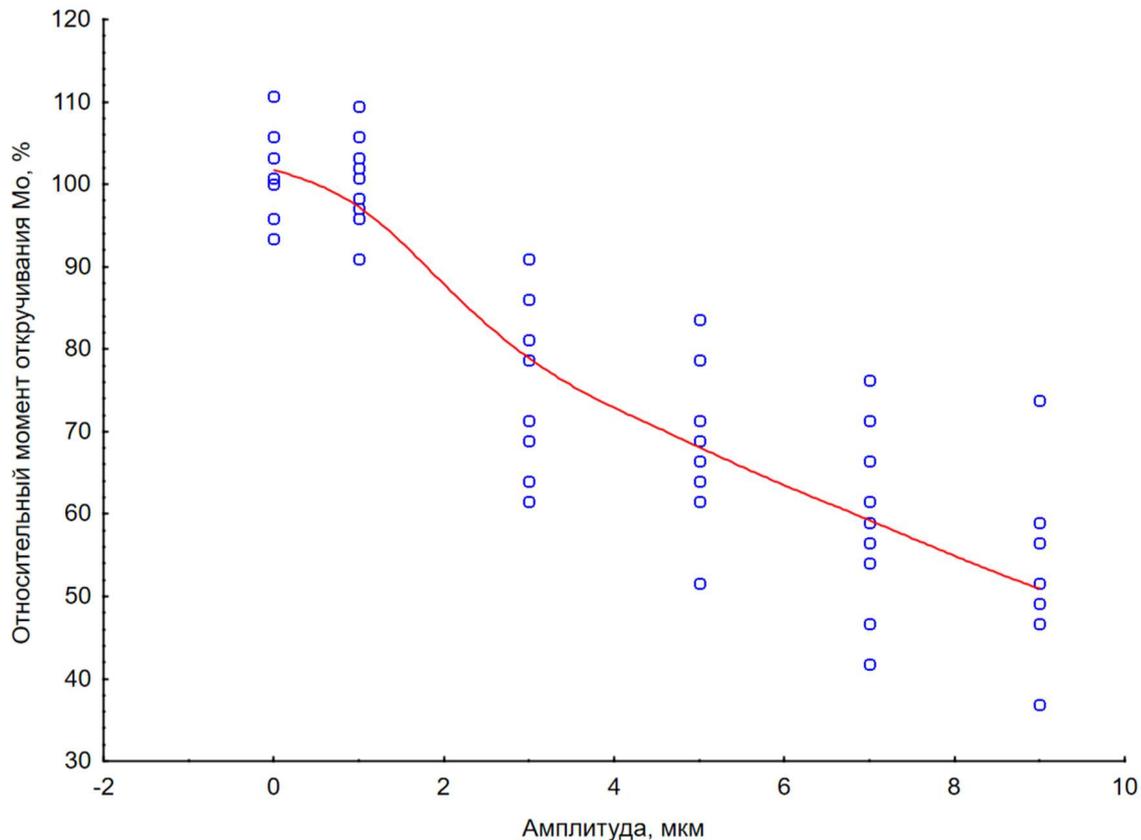


Рисунок 4.4.1. – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях с подгонкой методом наименьших квадратов

В результате анализа различных методов подгонки был подобран оптимальный метод – метод полиномиальной подгонки. На рисунке 4.4.2 показана

диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от массы соединения для типоразмера М8 при полиномиальной подгонке.

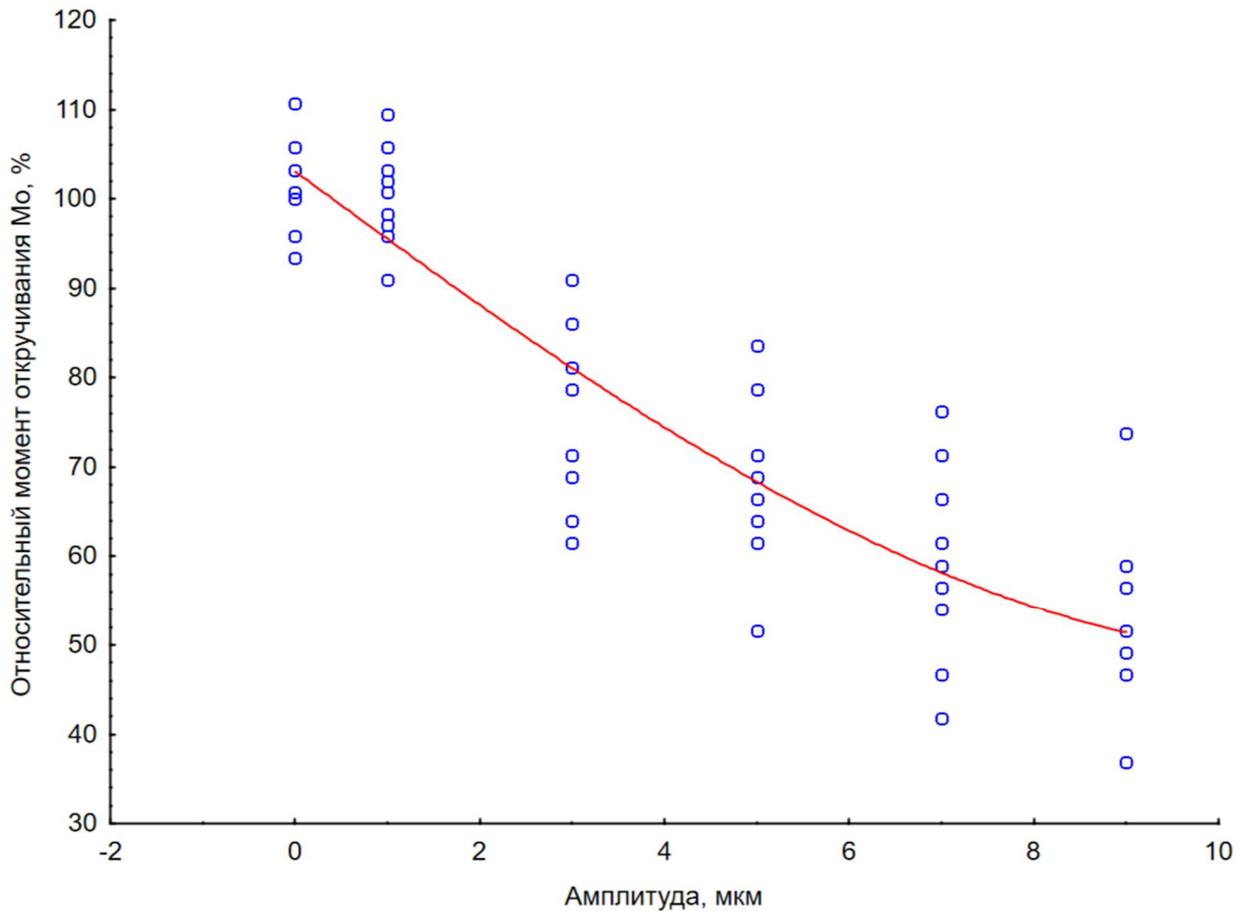


Рисунок 4.4.2 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях с полиномиальной подгонкой

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.10.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 1 степени, показанная в формуле 4.4.1:

$$Y=100,68-5,86X, \quad (4.4.1)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,80$, коэффициент корреляции $R=0,89$, значение F -статистики = 238,42 при уровне значимости $p <$

0,0000, значение стандартной ошибки оценки = 9,36. Учитывая вышеизложенное, гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Несмотря на то, что у других моделей значения R^2 и R равны или немного больше, по совокупности факторов полином 1 степени является наиболее достоверной моделью. Значения коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.11.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях выглядит как 4.4.2:

$$M_o = 100,68 - 5,86\xi \pm 1,42\varepsilon, \quad (4.4.2)$$

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.4.3.

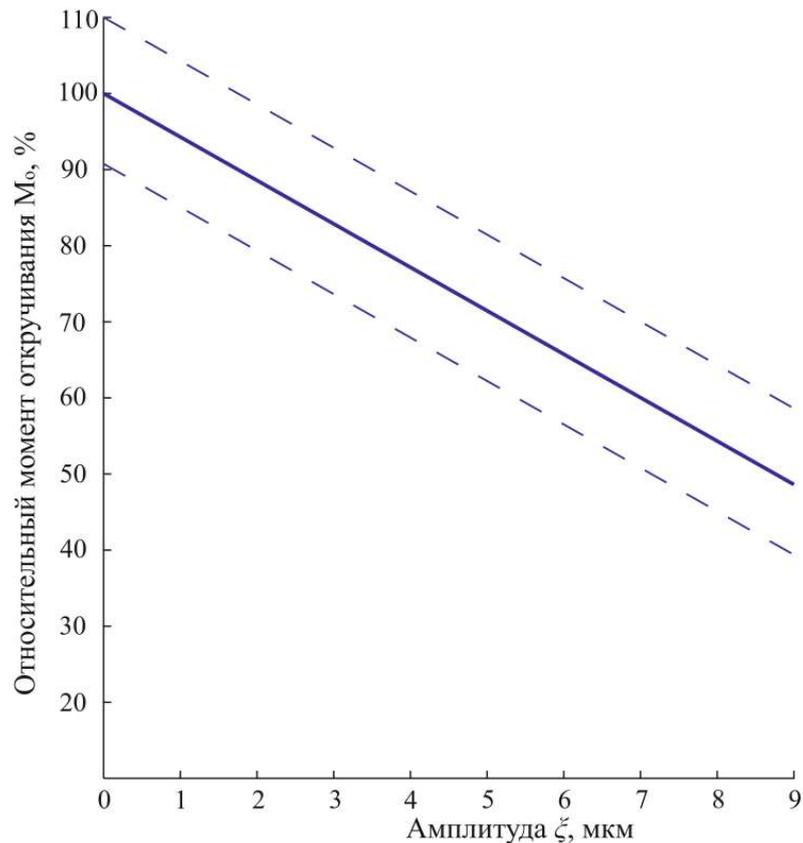


Рисунок 4.4.3 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при сдвиговых колебаниях

Результаты в виде диаграммы рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды при продольных колебаниях при подгонке методом наименьших квадратов представлены на рисунке 4.4.4.

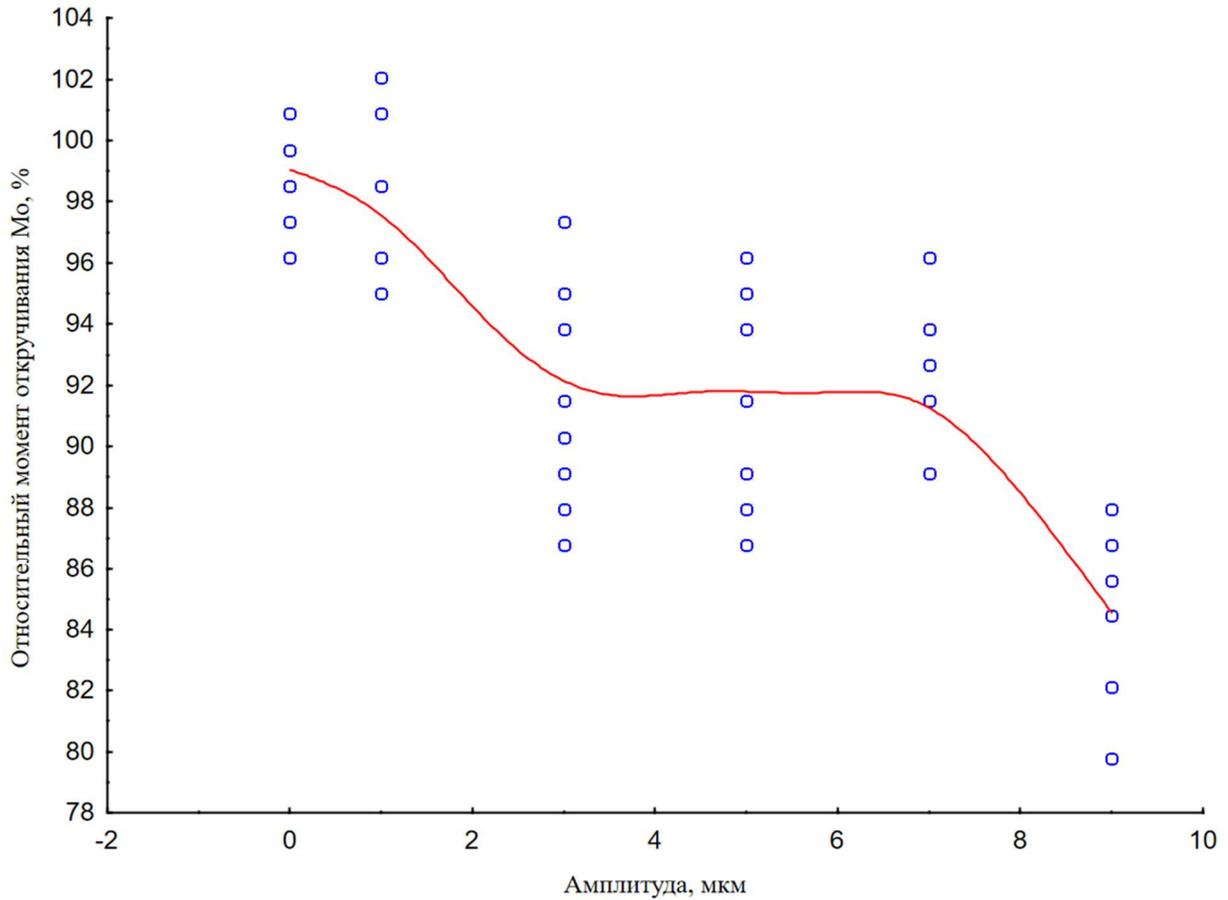


Рис. 4.4.4. – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольной поляризации с подгонкой методом наименьших квадратов

На рис. 4.4.5 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды при продольных колебаниях для типоразмера М8 при полиномиальной подгонке.

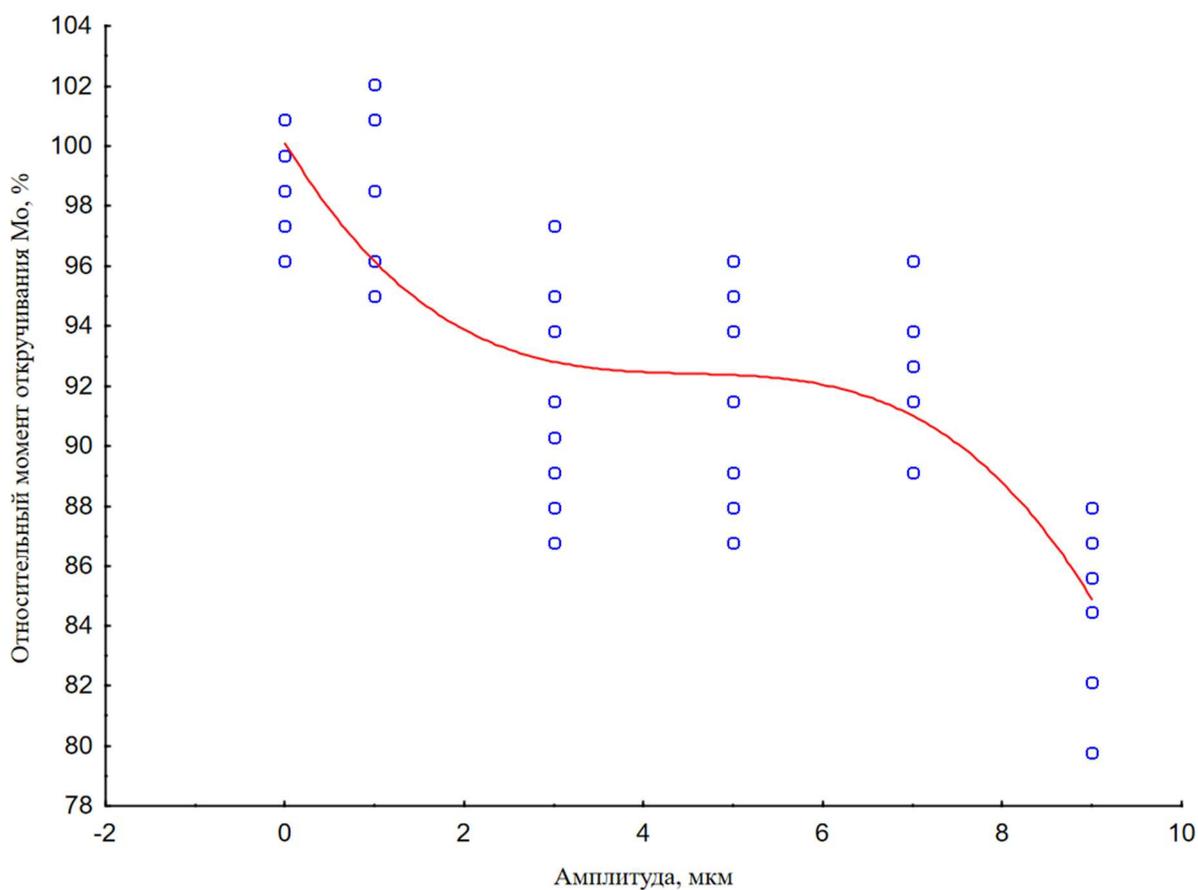


Рисунок 4.4.5 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольной поляризации с полиномиальной подгонкой

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.12.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 3 степени, показанная в формуле 4.4.3:

$$Y=99,55-1,36X, \quad (4.4.3)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,59$, коэффициент корреляции $R=0,77$, значение F-статистики = 62,93 при уровне значимости $p < 0,00000$, значение стандартной ошибки оценки = 3,49. Учитывая вышеизложенное, гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Значения

коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.13.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильной поляризации выглядит как 4.4.4:

$$M_0 = 99,55 - 1,36\xi \pm 1,42\varepsilon. \quad (4.4.4)$$

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.4.6.

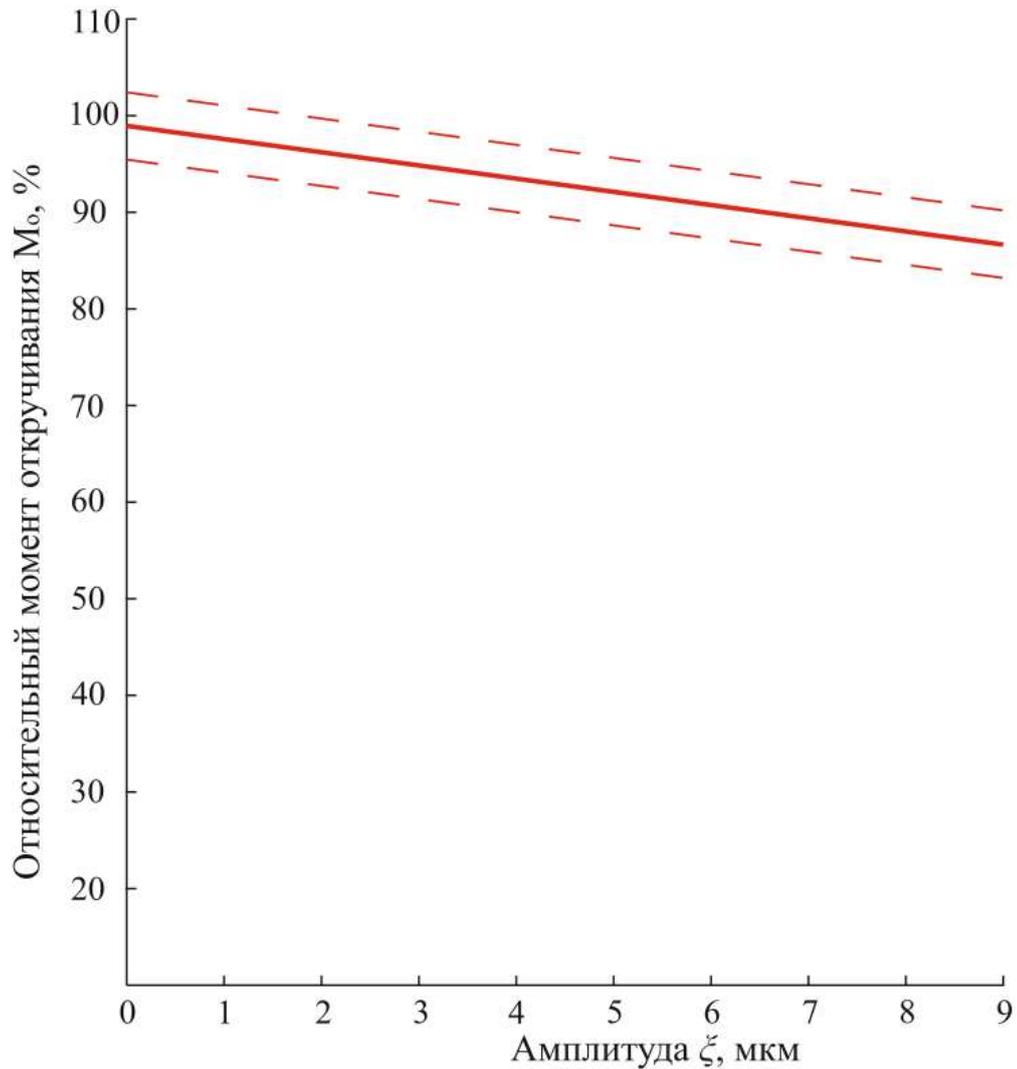


Рисунок 4.4.6 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при продольных колебаниях

Результаты в виде диаграммы рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды при крутильных колебаниях при подгонке методом наименьших квадратов представлены на рисунке 4.4.7.

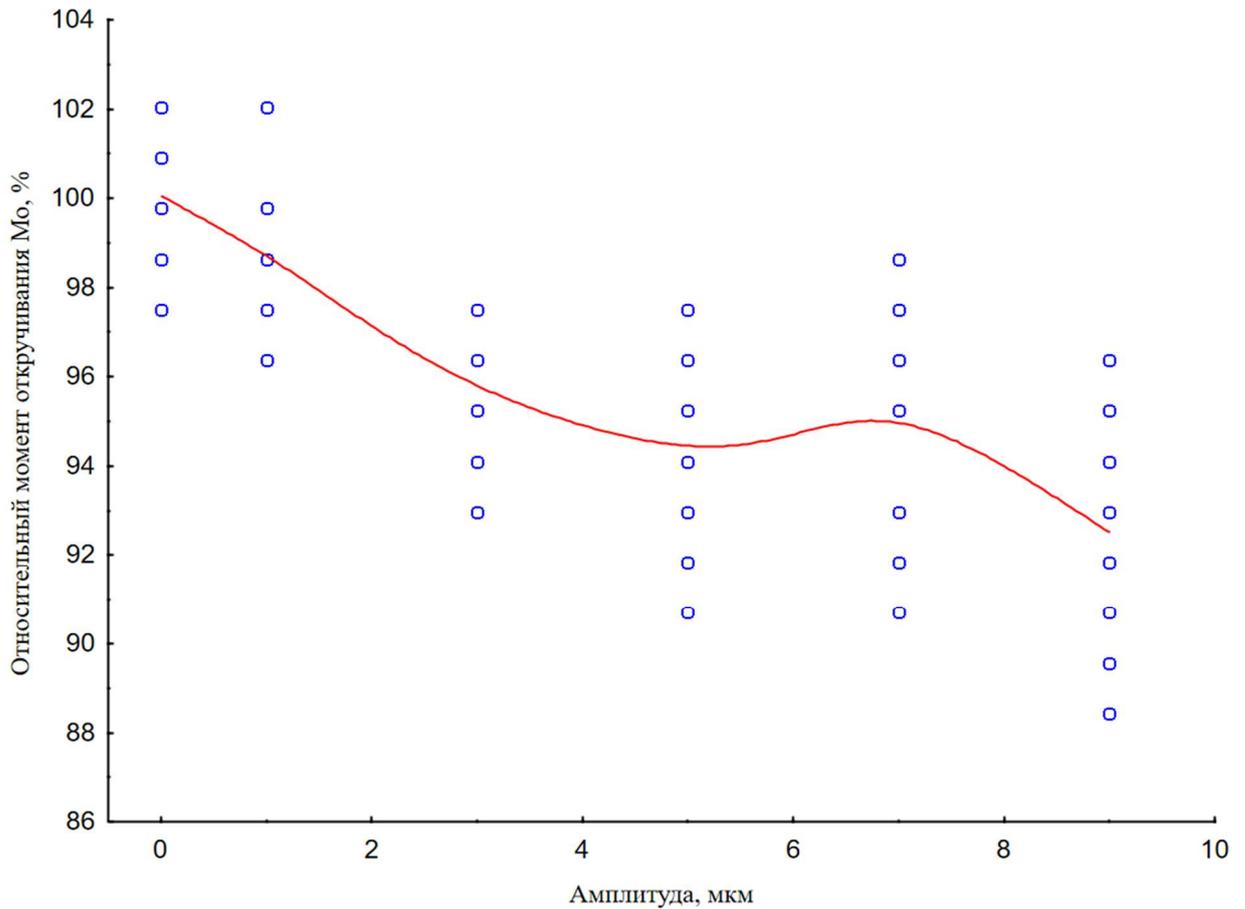


Рис. 4.4.7. – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях с подгонкой методом наименьших квадратов

На рис. 4.4.8 показана диаграмма рассеяния зависимости относительного момента откручивания от амплитуды при крутильных колебаниях для типоразмера М8 при полиномиальной подгонке.

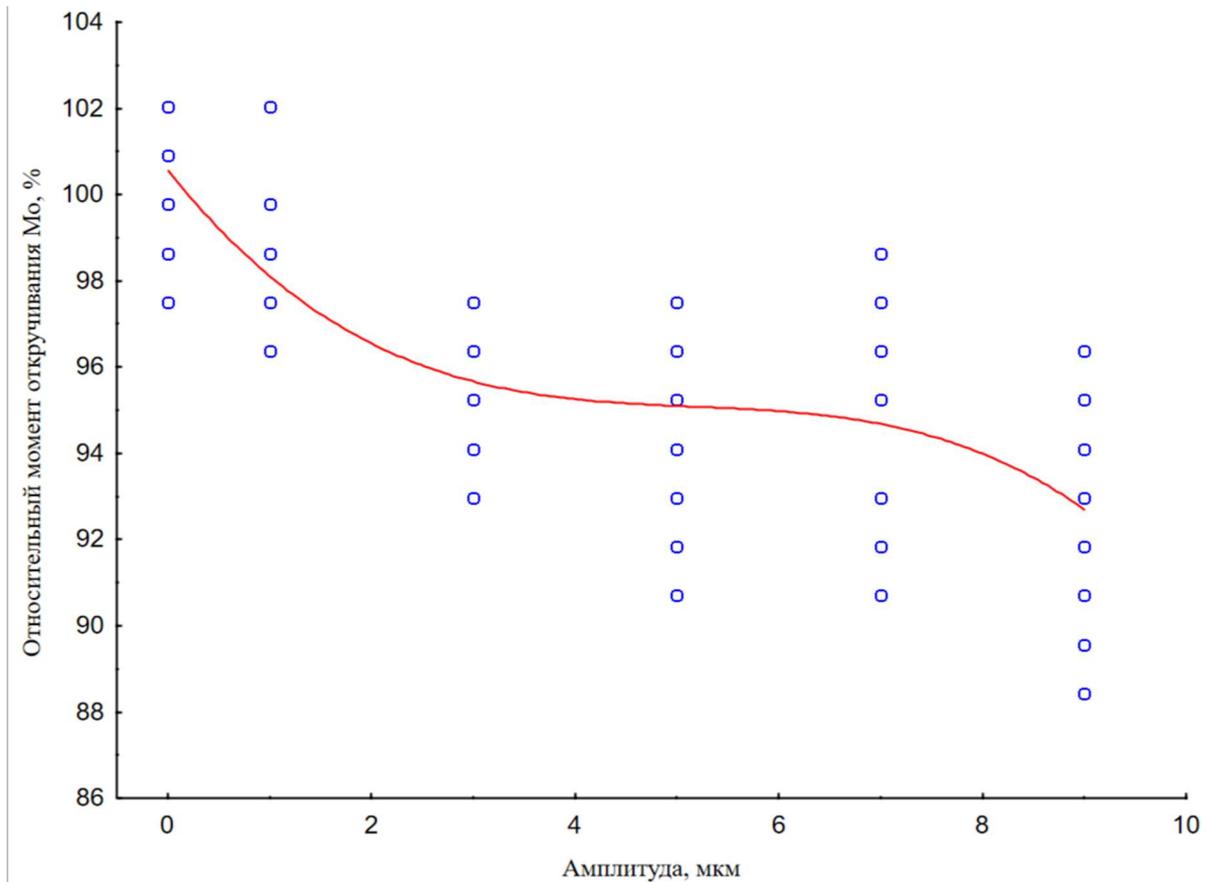


Рисунок 4.4.8 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды при крутильных колебаниях для типоразмера М8 с полиномиальной подгонкой

Сравнение критериев достоверности для 7 различных полученных моделей приведено в таблице А.14.

По результатам анализа можно определить наиболее точный вид модели и коэффициенты для этой модели. В результате наиболее достоверной является модель полинома 1 степени, показанная в формуле 4.4.5:

$$Y=99,16-0,73X, \quad (4.4.5)$$

В данном случае коэффициент детерминации $R^2=0,48$, коэффициент корреляции $R=0,69$, значение F-статистики = 41,19 при уровне значимости $p < 0,00000$, значение стандартной ошибки оценки = 2,45. Учитывая вышеизложенное, гипотеза о нулевых значениях коэффициентов регрессии отклоняется. Несмотря на то, что у других моделей значения R^2 и R равны или немного больше, по совокупности факторов полином 1 степени является наиболее достоверной

моделью. Значения коэффициентов данной модели, их стандартная ошибка и показатели значимости приведены в таблице А.15.

Окончательный вид модели зависимости относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильной поляризации выглядит как 4.1.6:

$$M_o = 99,16 - 0,73\xi \pm 1,42\varepsilon , \quad (4.4.6)$$

Графически полученная зависимость представлена на рисунке 4.4.9.

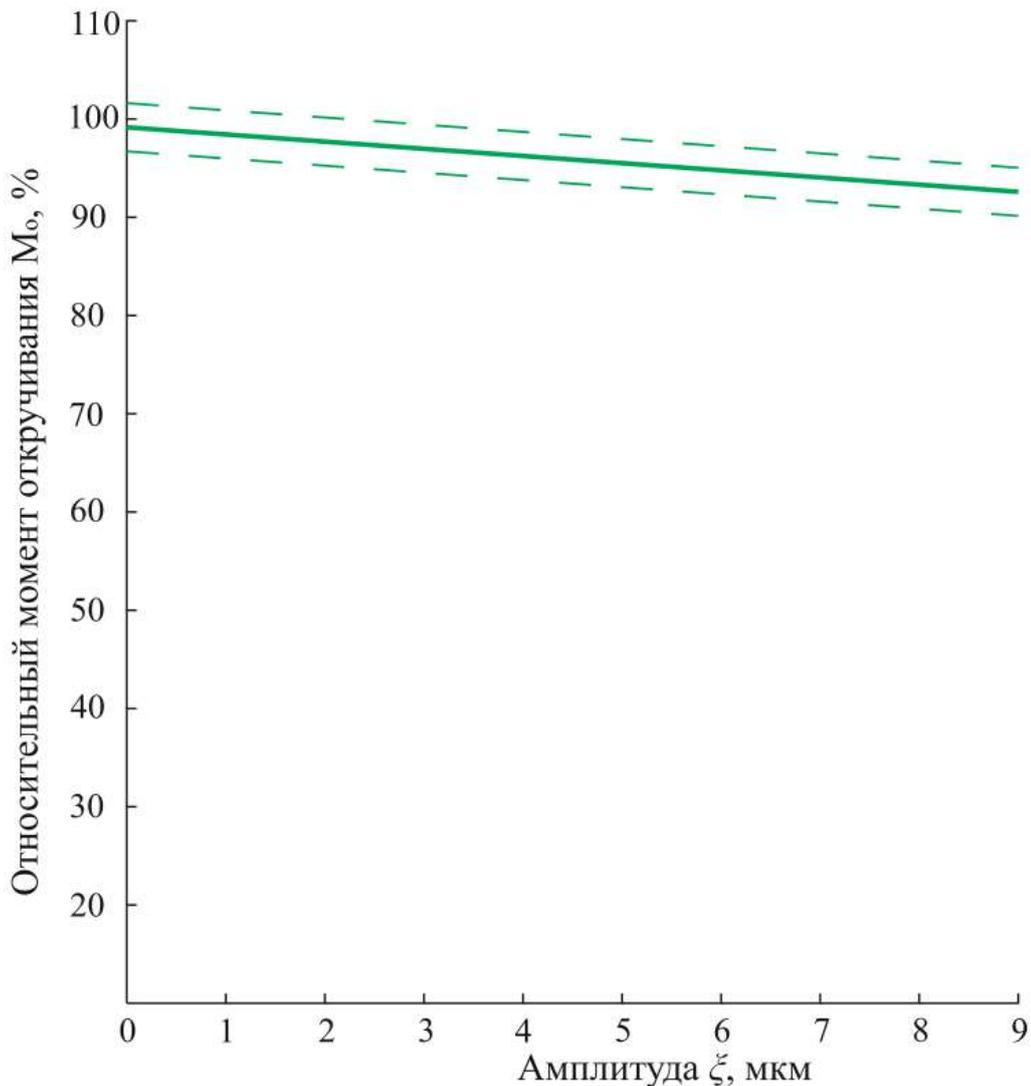


Рисунок 4.4.9 – Зависимость относительного момента откручивания от амплитуды колебаний для типоразмера М8 при крутильных колебаниях

Сравнительный график для трех типов колебаний представлен на рисунке 4.4.10.

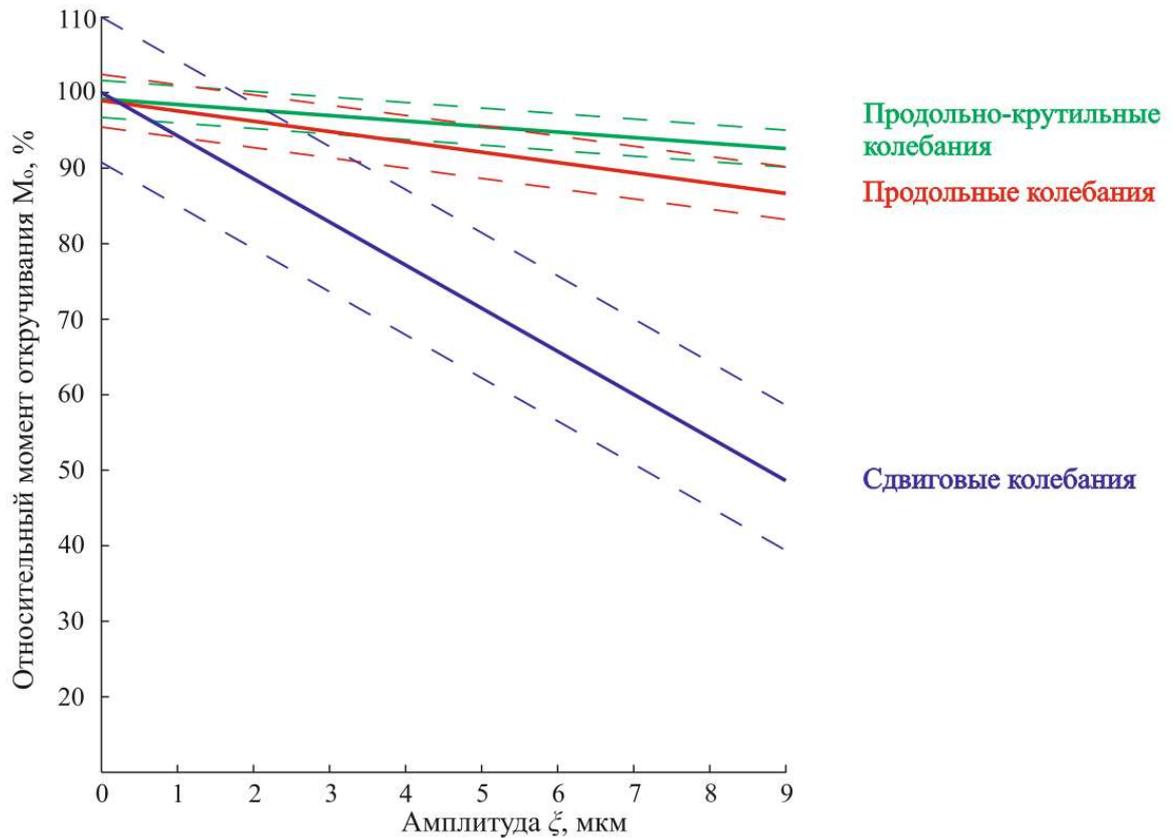


Рисунок 4.4.10 – Сравнительный график для трех типов колебаний

Согласно полученным моделям, снижение показателя M_o для всех трех типов наложения колебаний происходит линейно. При этом при амплитуде 9 мкм эффективность различная — для колебаний сдвигового типа M_o снижается на 50%, для продольного на 13%, а для крутильного типа на 7%. В данном случае энергия, возникающая вследствие наложения колебаний, идет не на формирование осевой силы, а только на преодоление сил трения на опорной поверхности и на витках резьбы. Однако кривые имеют различный угол наклона, что обуславливается особенностями обеспечения контакта инструмента с соединением и, как следствие, увеличенными возникающими потерями.

Определение влияния ультразвука на разборку различных типоразмеров соединений было проведено по методике, указанной в п. 3.1 с использованием сдвиговых колебаний. В качестве элементов с наружной резьбой использовались оцинкованные болты М8, М10, М12 с крупным шагом резьбы, нормальной

точности, класс прочности 5.8. В качестве элемента с внутренней резьбой использовались гайки М8, М10, М12 соответственно.

Момент закручивания соединения $M_{закр}$ обеспечивался динамометрическим ключом и контролировался с помощью динамометра. Крутящий момент для соединений М8, М10, М12 составлял 24.5 Н·м, 32 Н·м, 34.5 Н·м соответственно.

Результаты исследования сдвигового и продольного типов представлены на рисунке 4.4.11.

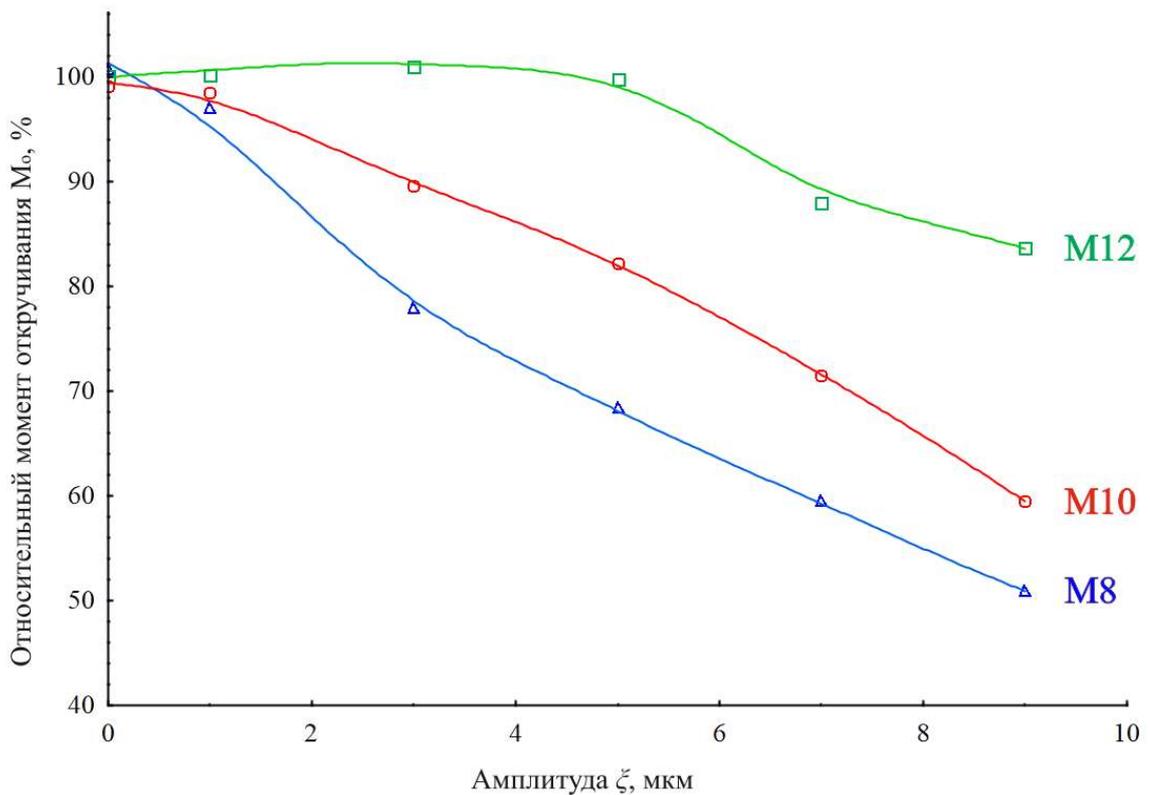


Рисунок 4.4.11. Зависимость момента откручивания M_o от амплитуды колебаний сдвигового типа для типоразмеров М8, М10 и М12

Результаты показывают снижение эффективности ультразвука при увеличении типоразмера соединения, то есть с увеличением типоразмера необходимо увеличение количества передаваемой энергии для снижения сил трения на опорной поверхности и витках резьбы.

5 Практическое применение результатов исследований

При проектировании и создании оборудования для сборки и разборки резьбовых соединений учитывались: исследование физических механизмов, оказывающих наибольшее воздействие на операции сборки и разборки резьбовых соединений с помощью ультразвука; детальный анализ конструктивных, эксплуатационных и геометрических особенностей ультразвуковых инструментов различных типов; накопленный ЛЭФМО МАДИ опыт по созданию технологических установок.

5.1 Разработка технологии сборки резьбового соединения

Предлагаемый технологический процесс сборки резьбовых соединений с применением ультразвука состоит из следующих операций:

- формообразующие и доводочные операции, связанные с обеспечением точности и взаимозаменяемости;
- операции подготовки деталей и иных входящих элементов сборочной единицы к сборке;
- операции установки элементов резьбы в сборочную единицу;
- операция сборки соединения с применением ультразвука;
- операции контроля качества сборочных работ.

Блок – схема процесса представлена на рисунке 5.1.1.

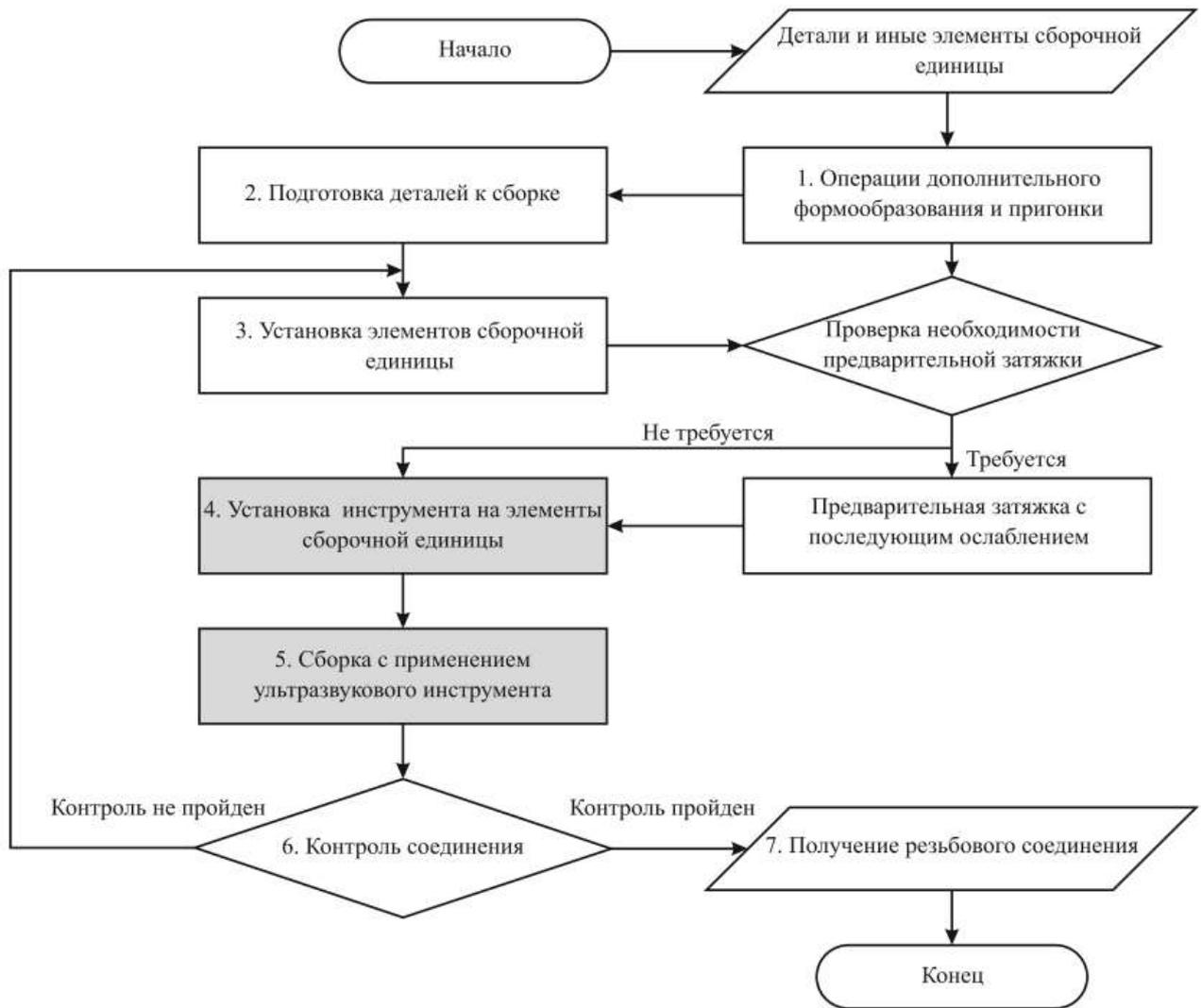


Рисунок 5.1.1 – Блок - схема технологического процесса сборки резьбового соединения с применением ультразвукового инструмента

Рассмотрим схему по пунктам:

1. *Операции дополнительного формообразования и пригонки.* В случае сборки после восстановления при необходимости операция включает в себя такие этапы, как сверление, зенкерование, нарезание резьбы в сопрягаемых деталях и пр.

2. *Подготовка деталей к сборке.* Операция включает контроль качества, подбор и комплектование деталей, входящих в сборочную единицу. При необходимости операция включает очистку и промывку деталей, например, для удаления стружки или консервирующих смазок.

3. *Установка элементов сборочной единицы.* Операция включает установку деталей и иных элементов сборочной единицы в требуемое положение с

последующим закреплением с учетом определенного базирования устанавливаемых элементов. При наличии прокладок в сборочной единице осуществляют предварительную затяжку соединения, после чего соединение ослабляют для последующей сборки с требуемым усилием.

4. *Установка инструмента на элемент сборочной единицы.* Установка рабочего инструмента ультразвуковой колебательной системы может осуществляться как на головку болта, так и на гайку.

5. *Сборка с применением ультразвукового инструмента.* Операция включает две составляющих – механический процесс сборки и наложение ультразвуковых колебаний на собираемое соединение. Операция осуществляется на режиме, обеспечивающем требуемое значение осевого усилия при снижении нормативного момента закручивания вкупе с достижением повышенных эксплуатационных свойств соединения. Данная технологическая операция имеет продолжительность 3 с и проводится при амплитудах колебаний 4...9 мкм при рабочей резонансной частоте 22 кГц.

6. *Контроль соединения.*

7. *Получение резьбового соединения.* Полученное соединение обладает повышенными эксплуатационными свойствами.

5.2 Разработка технологии разборки резьбового соединения

Предлагаемый технологический процесс разборки резьбовых соединений с применением ультразвука состоит из следующих операций:

- операции подготовки деталей и иных входящих элементов изделия к разборке;
- операция разборки соединения с применением ультразвука.

Блок – схема процесса представлена на рисунке 5.2.1.



Рисунок 5.2.1 – Блок - схема технологического процесса разборки резьбового соединения с применением ультразвукового инструмента

Рассмотрим схему по пунктам:

1. *Подготовка к разборке.* Операция включает подготовку инструмента, очистку и промывку деталей перед разборкой и пр.

2. *Установка инструмента на элемент сборочной единицы.* Установка рабочего инструмента ультразвуковой колебательной системы может осуществляться как на головку болта, так и на гайку.

3. *Разборка с применением ультразвукового инструмента.* Операция осуществляется на режиме, обеспечивающим значительное снижение M_0 . Данная технологическая операция имеет продолжительность 1 с и проводится при амплитуде колебаний 9 мкм при рабочей резонансной частоте 22 кГц.

5.3 Разработка комплекса ультразвукового оборудования

При проектировании и создании оборудования использовались результаты проведённых исследований и опыт лаборатории электрофизических методов обработки МАДИ по расчёту и конструированию ультразвуковых установок. Разработка оборудования заключалась в определении типа применяемой колебательной системы и рабочего инструмента, их расчёте и подборе генератора. Расчет проводился по методике, приведенной в [127].

По результатам исследований определено, что режимом наложения ультразвука (в зависимости от типоразмера соединения) является диапазон амплитуды колебаний $\xi = 4 \dots 9$ мкм при рабочей резонансной частоте $f=22$ кГц.

Основными требованиями к проектируемому оборудованию являются:

- стабильность работы на выбранном режиме и его поддержание при изменении сопротивления нагрузки, связанным с нагревом и изменением массы соединения;
- простота процессов работы проектируемого оборудования;
- простота обслуживания рабочего оборудования.

Данным требованиям частично удовлетворяет схема наложения ультразвука, реализуемая при экспериментальном исследовании (рисунок 4.1.1), в которой излучатель трехполуволновой магнестрикционной стержневой колебательной системы является рабочим инструментом, контактирующим с резьбовым соединением. Стабильность работы и поддержание режима будет определяться типом преобразователя колебательной системы и выбранным генератором.

Для разрабатываемой колебательной системы целесообразен выбор магнестрикционного преобразователя (ПМС), поскольку его преимуществами в сравнении с пьезокерамическими преобразователями являются высокие механические свойства и возможность работы системы на высокоамплитудных режимах. В качестве материала сердечника ПМС был выбран пермендюр (сплав

системы Fe-Co К49Ф2), основные характеристики которого приведены в таблице 3.2.3.

В расчетах для выбранного материала ПМС удельная акустическая мощность была принята равной $p = 70 \text{ Вт/см}^2$, а электроакустический коэффициент полезного действия $\eta = 0,3$. Эти параметры позволяют определить площадь излучения магнитострикционного преобразователя S :

$$S = \frac{P_e \times \eta_{ea}}{p} = \frac{3500 \times 0,3}{70} = 15 \text{ см}^2 \quad (5.3.1)$$

Где P_e – электрическая мощность, потребляемая ПМС;

η_{ea} – электроакустический к.п.д. ПМС.

Далее проводилось определение размеров преобразователя. Расчетная схема геометрических параметров представлена на рисунке 5.3.1.

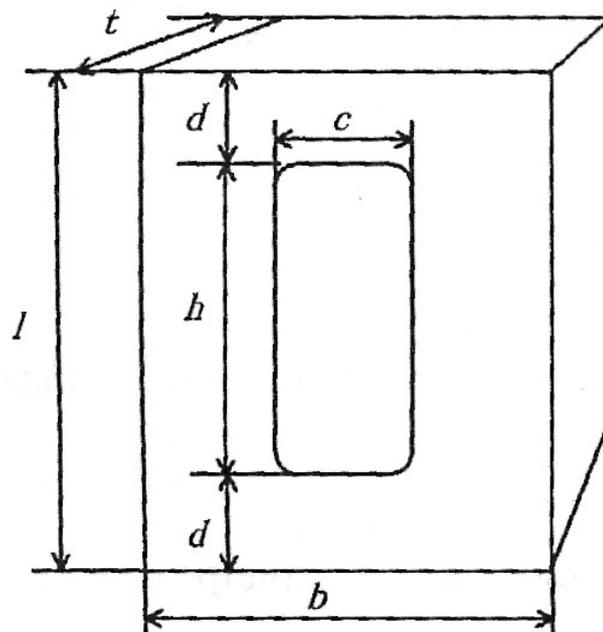


Рисунок 5.3.1 – расчетная схема геометрических параметров ПМС

Первоначально определялись значения ряда геометрических параметров сердечника, в частности, ширина пластины b , ширина стержней a , ширина окна c , толщина накладок d , толщина набора пакета t , высота окна h , высота пакета l .

Из технологических соображений ширина пластины b выбирается равной 40 мм; тогда толщина пакета равна t :

$$t = \frac{S}{b} = \frac{1500}{40} = 37,5 \text{ мм.} \quad (5.3.2)$$

Геометрические параметры сердечника напрямую связаны с резонансной частотой f_r ПМС. Расчет резонансной частоты ПМС f_r проводится с использованием безразмерного параметра q из условия резонанса:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi d}{\lambda}\right) \times \operatorname{tg}\left(\frac{\pi h}{\lambda}\right) - q = 0 \quad (5.3.3)$$

Параметр q определяется как (5.3.4)

$$q = \frac{S_r}{S} = \frac{2a}{(2a+c)} = \frac{2 \times 14}{(2 \times 14 + 12)} = 0, \quad (5.3.4)$$

где S_r – площадь поперечного сечения стержней сердечника;

$\lambda = \frac{c_l}{f_r}$ – длина волны упругих колебаний в материале сердечника на резонансной частоте.

Одним из условий получения максимальной акустической мощности преобразователя является оптимальное соотношение площади стержней к площади излучения S и толщины накладок d к толщине стержней a .

По известным данным [128] значение q должно превышать величину 0,65, и при этом должно соблюдаться условие свободного расположения на стержнях обмотки возбуждения, т.е. ширины окна:

$$c = \sim 3d_w, \quad (5.3.5)$$

где d_w – толщина провода обмотки с учетом изоляции.

Используя провод с диаметром жилы 1,5 мм и $d_w \sim 4$ мм можно оценить ширину окна с 12 мм. Тогда ширина стержней a :

$$a = \frac{b-c}{2} = \frac{40-1}{2} = 14 \text{ мм.} \quad (5.3.6)$$

Толщина накладок d должна находиться в пределах 0,85 - 1,1 от ширины стержня a , при этом должно соблюдаться условие:

$$d \times B_s > a \times B_{max}, \quad (5.3.7)$$

где B_{max} – максимальная индукция;

B_s – индукция насыщения.

Принимаем $d = 1,07a = 15$ мм.

По известным значениям f_r, q и d из условия резонанса можно найти высоту окна $h = 15$ мм и, следовательно, общую высоту сердечника ПМС L :

$$L = h + 2d = 80 + 2 \times 15 = 110 \text{ мм} \quad (5.3.8)$$

Таким образом, для сердечника преобразователя типа ПМС-2/22 были получены следующие значения геометрических параметров:

- ширина пластины $b = 40$ мм,
- ширина стержней $a = 14$ мм,
- ширина окна $c = 12$ мм,
- толщина накладок $d = 15$ мм,
- толщина набора пакета $t = 37,5$ мм,
- высота окна $h = 80$ мм,
- общая высота $L = 110$ мм.

Далее приведен расчет охлаждения ПМС.

При конструировании магнитострикционного преобразователя необходимо иметь в виду, что мощность потерь $P_L = P_e (1 - \eta_{эа})$ превращается, в конечном счете, в тепло, нагревающее преобразователь. Температура, при которой магнитострикционные свойства преобразователя начинают резко снижаться, как правило, намного ниже температуры Кюри.

Помимо влияния на величину магнитострикции и стабильность работы преобразователя, температура влияет и на целостность изолирующего покрытия пластин, а также на электрическую и механическую прочность изоляции обмотки. Максимально допустимая температура на поверхности сердечника должна быть меньше 100°C , при этом температура внутри сердечника может достигать 200°C .

Для поддержания нормального теплового режима магнитострикционные преобразователи необходимо охлаждать. Количество отведенного при этом тепла зависит от температуры охладителя (чаще всего воды), величины поверхности охлаждения сердечника S_c и скорости движения охладителя (воды) V_w .

Величина поверхности охлаждения сердечника находится следующим образом:

$$S_c = 2b(t + l) + 2t(l + h) = 2 \times 40(37,5 \times 110) + 2 \times 30(110 + 80) = 26043,8 \text{ мм}^2 \sim 26100 \text{ мм}^2 \sim 261 \text{ см}^2. \quad (5.3.9)$$

Допустимую мощность потерь P_L (или мощность, которую «способна» отвести от преобразователя принятая система охлаждения) можно определить как:

$$P_L = S_c \alpha (T_m - T_w), \quad (5.3.10)$$

где α – коэффициент теплопередачи;

T_m – температура на поверхности преобразователя;

T_w – температура охлаждающей воды.

Коэффициент теплопередачи определяется графически (рис. 5.3.2).

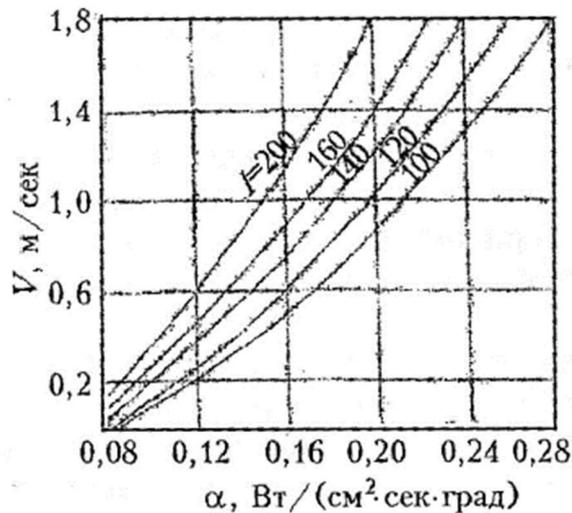


Рисунок 5.3.2 – зависимость коэффициента теплопередачи от размеров преобразователя и скорости охлаждающей жидкости

Принимаем $T_m = 100^\circ\text{C}$ и $T_w = 20^\circ\text{C}$. Тогда допустимая мощность потерь P_L равна:

$$P_L = S_c \alpha (T_m - T_w) = 261 \times 0,13(100 - 20) = 2714,4 \text{ Вт/с}. \quad (5.3.11)$$

Отсюда, максимально допустимая электрическая мощность возбуждения разрабатываемого ПМС при $\eta_{\text{эа}} = 0,3$ будет составлять:

$$P_e = \frac{P_L}{1 - \eta_{\text{эа}}} = \frac{2714,4}{1 - 0,3} = 3877,7 \text{ Вт} \sim 3,9 \text{ кВт}. \quad (5.3.12)$$

Далее приведен расчет электрических параметров ПМС.

Магнитодвижущая сила V_m (ампер-витки) определяется из выражения:

$$V_m = H_m \times l_{cp} \quad (5.3.13)$$

где l_{cp} – средняя длина магнитного пути (магнитной цепи) сердечника;

H_m – амплитуда переменного магнитного поля, которая находится для определенного материала сердечника по экспериментальной кривой зависимости $B(H)$.

Средняя длина магнитного пути сердечника равна:

$$l_{cp} = 2(l - d) + 2(a + c) = 2(110 - 14) + 2(14 + 12) = 241,9 \text{ мм.} \quad (5.3.14)$$

$$V_m = H_m \times l_{cp} = 0,6 \times 10^3 \times 0,242 = 145,2 \text{ А/м} \quad (5.3.15)$$

Зная H_m , l_{cp} , общее количество витков m на стержнях сердечника можно определить амплитуду тока возбуждения:

$$I_{me} = \frac{V_m}{m} = \frac{(H_m \times l_{cp})}{m}. \quad (5.3.16)$$

На практике количество витков определяется, в первую очередь, свободным расположением провода обмотки диаметром d_w , на стержне сердечника в один ряд $d_w \times m \leq 2h$. Принимаем $m = 10$.

$$I_{me} = \frac{V_m}{m} = \frac{(H_m \times l_{cp})}{m} = \frac{145,2}{40} = 3,63. \quad (5.3.17)$$

Величина тока подмагничивания равна $I_o \approx 2I_{em} = 2 \times 3,63 = 7,26 \text{ А}$. Эффективное значение полного тока определяется из выражения:

$$I_{eff} = \sqrt{I_{em}^2 + I_o^2} = \sqrt{3,63^2 + 7,26^2} \approx 8,12 \text{ А.} \quad (5.3.18)$$

В данном случае I_{em} существенно меньше допустимой величины тока I_{el} при принятом сечении провода $d_w = 1,5 \text{ мм}^2$.

Амплитуда напряжения возбуждения равна:

$$U_{em} = \frac{P_e}{I_{em} \times \cos \varphi}. \quad (5.3.19)$$

Для магнитострикционного преобразователя с сердечником из пермендюра $\cos \varphi$ находится в пределах $0,6 \dots 0,8$. Тогда U_{em} равняется:

$$U_{em} = \frac{P_e}{I_{em} \times \cos \varphi} = \frac{3878}{3,63 \times \cos(0,8)} = 744,4 \text{ В.} \quad (5.3.20)$$

Основной характеристикой любой ультразвуковой колебательной системы является амплитуда колебательных смещений ξ_m на ее рабочем торце при заданной частоте, измеряемая в микрометрах.

Отношение амплитуд колебательной скорости на входе и выходе равно отношению амплитуд смещений, поскольку:

$$v_m = 2\pi f \xi_m, \quad (5.3.21)$$

где v_m - амплитуда колебательной скорости;

f - частота колебаний;

ξ_m - амплитуда колебательных смещений.

Амплитуда колебательной скорости вычисляется как:

$$v_m = \frac{F_m}{R'_H + R_{МП}} \quad (5.3.22)$$

где F_m - вынуждающая сила;

R'_H - приведенное сопротивление нагрузки;

$R_{МП}$ - сопротивление механических потерь, приведенное к выходному сечению.

При расчете магнестрикционного преобразователя используют следующие базовые соотношения:

$$F_m = (\sigma_M)_m S_1 q^{-1} \cos(\alpha_1), \quad (5.3.23)$$

$$R_{МП} = \frac{\rho c S_1}{Q} \left[\alpha_1 + \frac{\alpha_2}{2q} (\cos^2 \alpha_1 + q^2 \sin^2 \alpha_1) \right], \quad (5.3.24)$$

$$\alpha_2 = \arctg(qctg\alpha_1) \quad , \quad (5.3.25)$$

где ρc - волновое сопротивление материала преобразователя;

Q^{-1} - коэффициент потерь в этом материале;

$(\sigma_M)_m$ - амплитуда магнестрикционных напряжений;

$\alpha_1 = \frac{2\pi f}{c} l_1$ - волновая длина накладки.

Амплитуда магнестрикционных напряжений $(\sigma_M)_m$ является функцией амплитуды магнитной индукции B_m , создаваемой обмоткой преобразователя. Для расчетов при условии $B_m < 0,5B_s$ функциональная зависимость $\sigma_M(B)$ может быть представлена в виде

$$(\sigma_M)_m = \lambda_{эф} \times B_m = 1,75 \times 10^{-7} \times 2,4 = 4,2 \times 10^{-7} \quad (5.3.26)$$

Где $\lambda_{эф}$ - эффективное значение магнестрикционной константы.

$$\alpha_1 = \frac{2\pi f}{c} l_1 = \frac{2 \times 3,14 \times 22000}{5200} \times 0,08 = 0,398 \quad (5.3.27)$$

$$F_m = (\sigma_M)_m S_1 q^{-1} \cos(\alpha_1) = 4,2 \times 10^{-7} \times 15 \times 0,7^{-1} \times \cos(0,398) = 8,29 \times 10^{-6} \quad (5.3.28)$$

$$\alpha_2 = \arctg(qctg\alpha_1) = \arctg(0,7 \times ctg(0,398)) = 1,029 \quad (5.3.29)$$

$$R_{МП} = \frac{\rho c S_1}{Q} \left[\alpha_1 + \frac{\alpha_2}{2q} (\cos^2 \alpha_1 + q^2 \sin^2 \alpha_1) \right] = \frac{42,5 \times 15 \times 10^{-4}}{0,83} \left[0,398 + \frac{1,029}{2 \times 0,7} (\cos^2(0,398) + 0,7^2 \sin^2(0,398)) \right] = 6,7 \times 10^{-2} \text{ кг/с} \quad (5.3.30)$$

Амплитуда колебательной скорости равна:

$$v_m = \frac{F_m}{R'_H + R_{МП}} = \frac{8,29 \times 10^{-6}}{R'_H + 6,7 \times 10^{-2}} = 1,23 \times 10^{-4}. \quad (5.3.31)$$

Получив значение амплитуды колебательной скорости, можно найти значение амплитуды колебательных смещений на выходе с магнитострикционного преобразователя:

$$\xi_{\text{ВЫХ}} = \frac{v_m}{2\pi f} = \frac{1,23 \times 10^{-4}}{2 \times 3,14 \times 22000} = 4,27 \text{ мкм}. \quad (5.3.32)$$

Далее приведен расчет волновода.

Волновод представляет собой ступенчатый концентратор, припаянный к торцу магнитострикционного преобразователя. Расчёт волновода включает в себя определение его резонансной длины и коэффициента усиления k_v .

Использование ступенчатой формы волновода предпочтительней, поскольку она обеспечивает максимальный коэффициент усиления.

В качестве материала подобран титановый сплав ВТЗ-1.

Необходимо найти максимально допустимую амплитуду колебательных смещений на выходе ступенчатого волновода, которую может обеспечить сплав ВТЗ-1.

$$\xi_{\text{max}} = \frac{0,6\sigma_{-1}}{2\pi r c \cdot f \cdot \varphi}, \quad (5.3.33)$$

где σ_{-1} - предел выносливости сплава ВТЗ-1;

φ - фактор формы, который связывает амплитуду ультразвуковых напряжений в пучности деформации с амплитудой колебательной скорости на выходном конце волновода.

$$\xi_{\max} = \frac{0,6\sigma_{-1}}{2\pi\rho c \cdot f \cdot \varphi} = \frac{0,6 \cdot 500 \cdot 10^6}{2\pi \cdot 4500 \cdot 5060 \cdot 22000 \cdot 1} = 95,3 \text{ мкм}. \quad (5.3.34)$$

Находим резонансную длину волновода:

$$l_0 = \frac{\lambda}{2} = \frac{0,23}{2} = 115 \text{ мм}, \quad (5.3.35)$$

где λ – длина волны.

Коэффициент усиления находим по следующему выражению:

$$K_v = \frac{S_0}{S_1} = \frac{0,001963}{0,000962} = 2,04, \quad (5.3.36)$$

где S_0 – начальная площадь сечения волновода;

S_1 – конечная площадь сечения волновода.

Зная амплитуду колебательных смещений на выходе с магнитоотрицательного преобразователя и коэффициент усиления, найдем амплитуду колебательных смещений на конце волновода ξ_v :

$$\xi_v = \xi_{\text{вых}} \times K_v = 4,27 \times 2,04 = 8,71 \text{ мкм}. \quad (5.3.37)$$

Далее следует расчет концентратора для сдвиговых колебаний. Общий порядок расчёта концентратора следующий: задается частота и площадь выходного сечения; затем выбирается материал и тип концентратора; определяется коэффициент концентрации, дающий нужный коэффициент усиления; определяется длина, положение узловой плоскости и закон изменения площади. Выбираем экспоненциальный тип концентратора, т.к. у него наименьшие потери на сопротивление.

В качестве материала выбираем титановый сплав ВТ3-1, тип концентратора – ступенчатый.

Определим максимально допустимую амплитуду колебательных смещений на выходе экспоненциального концентратора, которую может обеспечить сплав ВТ3-1

$$\xi_{\max} = \frac{0,6\sigma_{-1}}{2\pi\rho c \cdot f \cdot \varphi}, \quad (5.3.38)$$

Где φ - фактор формы, который связывает амплитуду ультразвуковых напряжений в пучности деформации с амплитудой колебательной скорости на выходном конце концентратора. Для ступенчатых концентраторов $\varphi = 1$

Определим максимально допустимую амплитуду колебательных смещений:

$$\xi_{\max} = \frac{0,6\sigma_{-1}}{2\pi\rho c \cdot f \cdot \varphi} = \frac{0,6 \cdot 500 \cdot 10^6}{2\pi \cdot 4500 \cdot 5060 \cdot 22000 \cdot 1} = 95,4 \text{ мкм}. \quad (5.3.39)$$

Найдем резонансную длину концентратора:

$$l_o = \frac{\lambda}{2} = \frac{0,23}{2} = 115 \text{ мм}. \quad (5.3.40)$$

Определим коэффициент усиления:

$$K_v = \frac{S_1}{S_2} = \frac{0,00246176}{0,000479635} = 5,13. \quad (5.3.41)$$

Определим сопротивление механических потерь концентратора:

$$R_{\text{МП}} = \frac{\pi\rho c S_1 Q^{-1}}{4} \times \left(1 + \frac{S_1}{S_2}\right) = \frac{\pi \times 4500 \times 5060 \times 0,00246176 \times 1,8 \times 10^{-5}}{4} \times \left(1 + \frac{0,00246176}{0,000479635}\right) = 3,55 \text{ кг/с} \quad (5.3.42)$$

Зная амплитуду колебательных смещений на выходе ступенчатого волновода и коэффициент усиления, найдем амплитуду колебательных смещений на конце инструмента $\xi_{\text{н}}$:

$$\xi_{\text{н}} = \xi_{\text{в}} \times K_v = 8,71 \times 5,13 = 44,68 \text{ мкм} \quad (5.3.43)$$

Однако в случае, если концентратор имеет торец любой формы, отличной от соответствующей закону изменения сечения (например, в случае конструктивных особенностей инструмента для обеспечения эффективного контакта с обрабатываемой средой) необходимо проводить корректировку резонансной длины концентратора, которая должна быть уменьшена на величину, равную массе присоединяемого инструмента.

В расчетном случае масса инструмента состоит из масс двух пластин, одна из которых является частью концентратора, а вторая является крышкой, закрепляющей концентратор на гайке либо головке болта, а также масс двух болтов и двух гаек, служащих для закрепления. С учетом корректировки итоговая

резонансная длина концентратора составляет 92,5 мм. На рассчитанную конструкцию получен патент [129].

Внешний вид рассчитанного концентратора представлен на рисунке 5.3.3.

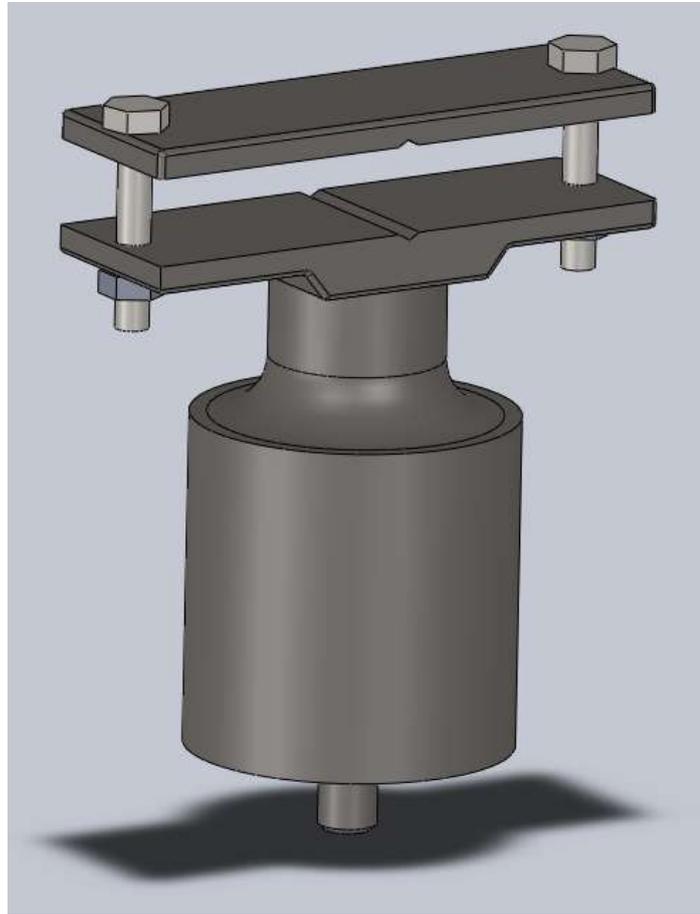


Рисунок 5.3.3 – Концентратора сдвиговых колебаний

Далее следует расчет концентратора для продольных колебаний. В качестве материала выбираем титановый сплав ВТ3-1, тип концентратора – ступенчатый

Определим максимально допустимую амплитуду колебательных смещений на выходе ступенчатого концентратора, которую может обеспечить сплав ВТ3-1

$$\xi_{\max} = \frac{0,6\sigma_{-1}}{2\pi r c \cdot f \cdot \varphi} = \frac{0,6 \cdot 500 \cdot 10^6}{2\pi \cdot 4500 \cdot 5060 \cdot 22000 \cdot 1} = 95,4 \text{ мкм}. \quad (5.3.44)$$

Находим резонансную длину концентратора:

$$l_o = \frac{\lambda}{2} = \frac{0,23}{2} = 115 \text{ мм}. \quad (5.3.45)$$

Коэффициент усиления находим по следующему выражению:

$$K_v = \frac{S_1}{S_2} = \frac{0,00246176}{0,000479635} = 5,13. \quad (5.3.46)$$

Определим сопротивление механических потерь концентратора:

$$R_{МП} = \frac{\pi \rho c S_1 Q^{-1}}{4} \times \left(1 + \frac{S_1}{S_2}\right) = \frac{\pi \times 4500 \times 5060 \times 0,00246176 \times 1,8 \times 10^{-5}}{4} \times \left(1 + \frac{0,00246176}{0,000479635}\right) = 3,55 \text{ кг/с}. \quad (5.3.47)$$

Зная амплитуду колебательных смещений на выходе ступенчатого волновода и коэффициент усиления, найдем амплитуду колебательных смещений на конце инструмента ξ_H :

$$\xi_H = \xi_B \times K_v = 8,37 \times 5,13 = 44,68 \text{ мкм}. \quad (5.3.48)$$

Расчетная амплитуда обеспечивает оптимальный рабочий режим для всех типоразмеров с учетом потерь, возникающих вследствие использования торцевой головки и, как следствие, соединения инструмента и обрабатываемого соединения с зазором.

Внешний вид рассчитанного концентратора представлен на рисунке 5.3.4.

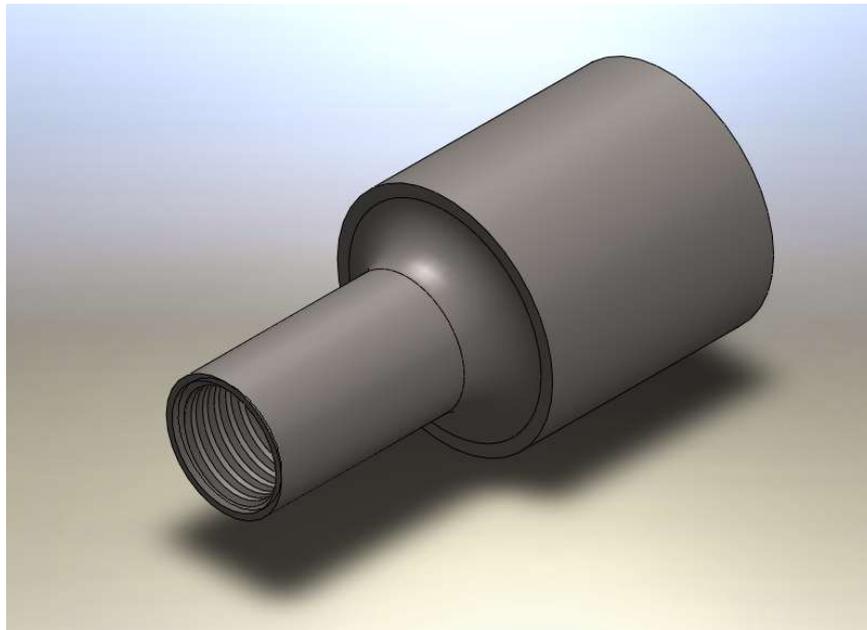


Рисунок 5.3.4 – Концентратор продольных колебаний

Концентратор для крутильных колебаний аналогичен концентратору для продольных колебаний, за исключением выполненных после изменения диаметра инструмента вырезов, обеспечивающих крутильную составляющую. Внешний вид рассчитанного концентратора представлен на рисунке 5.3.5

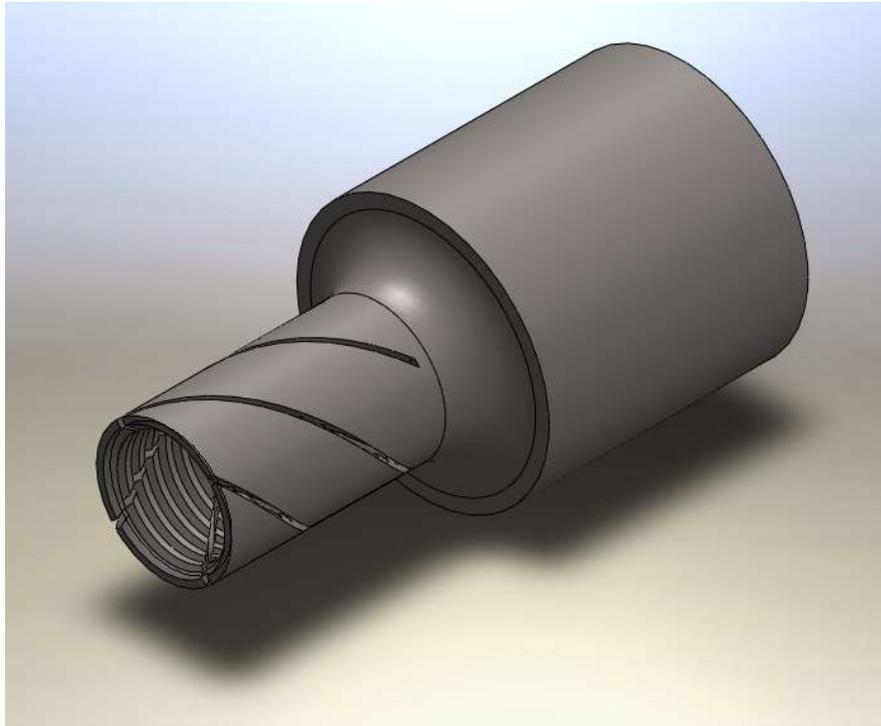


Рисунок 5.3.5 – Концентратор продольно-крутильных колебаний

Для питания разработанной колебательной системы выбран генератор УЗГ-2-22, предназначенный для работы с колебательными системами, использующими магнестрикционный преобразователь. Данный генератор удовлетворяет требованиям по мощности и напряжению, а также имеет системы АПЧ и АПА, что обеспечивает стабильность работы на заданном режиме. Внешний вид представлен на рисунке 5.3.6, технические характеристики в таблице 5.3.1

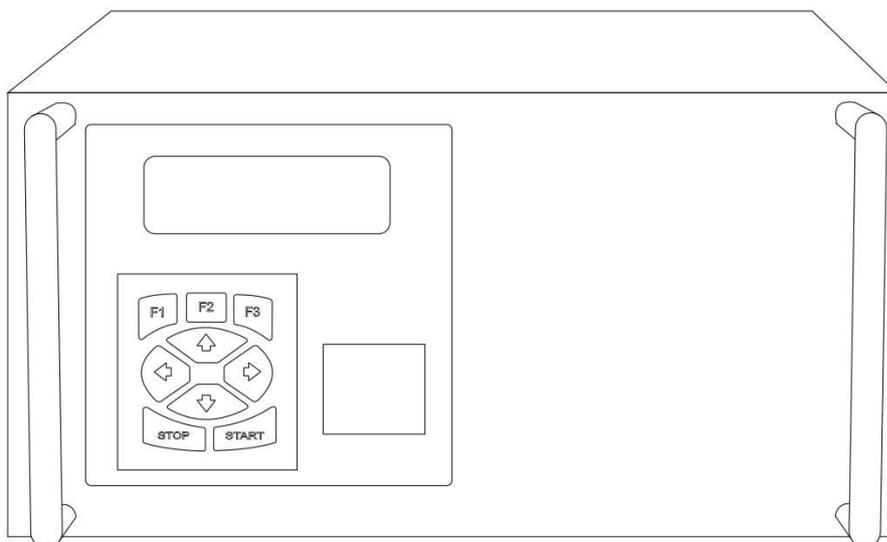


Рисунок 5.3.6 – Внешний вид генератора УЗГ-2-22

Таблица 5.3.1 – Технические характеристики генератора УЗГ-2-22

Технические характеристики	Значение
Напряжение питания однофазное при 50 Гц, В	220 ± 10%
Максимальный входной ток, А	10
Максимальная входная мощность, кВА	2,2
Напряжение выходное, В	150-250
Максимальный выходной ток, А	20
Частота выходного напряжения, кГц	18-44
Коэффициент полезного действия, %	Более 95

Также получены свидетельства на базы данных и программы ЭВМ, позволяющие повысить эффективность управления технологическим процессом [130, 131, 132, 133].

Примером инструмента для применения предлагаемой технологии в ремонтном и мелкосерийном производстве может служить магнитострикционная колебательная система с эргономичной рукоятью, внешний вид которой вместе с концентратором представлен на рисунке 5.3.7.



Рисунок 5.3.7 – Магнестрикционная колебательная система с эргономичной рукоятью

Магнестрикционная колебательная система подключена к ультразвуковому генератору с блоком питания и системе охлаждения за счет проводов и шлангов увеличенной длины для удобства использования. Применение технологии в условиях автоматизированного производства с использованием роботизированной сборки возможно с учетом совмещения колебательной системы и работа манипулятора, пример аналогичной установки колебательной системы на штатив с 4 степенями свободы приведен на рисунке 5.3.8.

Как в первом, так и во втором случае предполагается осуществлять сборку и разборку с использованием оригинального комплекта ультразвукового инструмента (рисунок 5.3.9).



Рисунок 5.3.8 – Пример установки ультразвуковой системы на штативе с 4 степенями свободы



Рисунок 5.3.9 – Оригинальный комплект ультразвукового инструмента

5.4. Оборудование для сборки и разборки крупногабаритных резьбовых соединений

Особую сложность представляют операции сборки и разборки крупногабаритных соединений с большими моментами закручивания. В этих случаях колебания передаются от источника колебаний (колебательной системы) элементу разбираемого или собираемого соединения через ключ. Это создаёт значительные механические напряжения на колебательной системе, что снижает эффективность передачи ультразвуковых колебаний, а также может приводить к деформации и разрушению колебательной системы.

В этих случаях сборку и разборку резьбовых соединений целесообразно производить прилагая крутящий момент к элементу резьбового соединения с помощью ключа, а ультразвуковое воздействие осуществлять излучателем, жестко соединённым с любым из элементов резьбового соединения – болтом или гайкой, передавая упомянутому элементу ультразвуковые колебания в продольном или поперечном направлениях к оси резьбы.

Способ ультразвуковой сборки и разборки резьбовых соединений [134] реализуют следующим образом.

В грани головки гайки 4 собираемого или разбираемого соединения выполняется резьбовое отверстие. С помощью отверстия гайка 4 через шпильку 3 жестко соединяется с волноводом 2 ультразвукового преобразователя 1. На гайку 4 накидывается ключ 6. После включения ультразвукового преобразователя 1 через волновод 2 ультразвуковые колебания с амплитудой ξ передаются гайке 4 собираемого или разбираемого соединения в поперечном направлении к оси резьбы. Одновременно к ключу 6 прикладывается внешний крутящий момент $M_{кр}$.

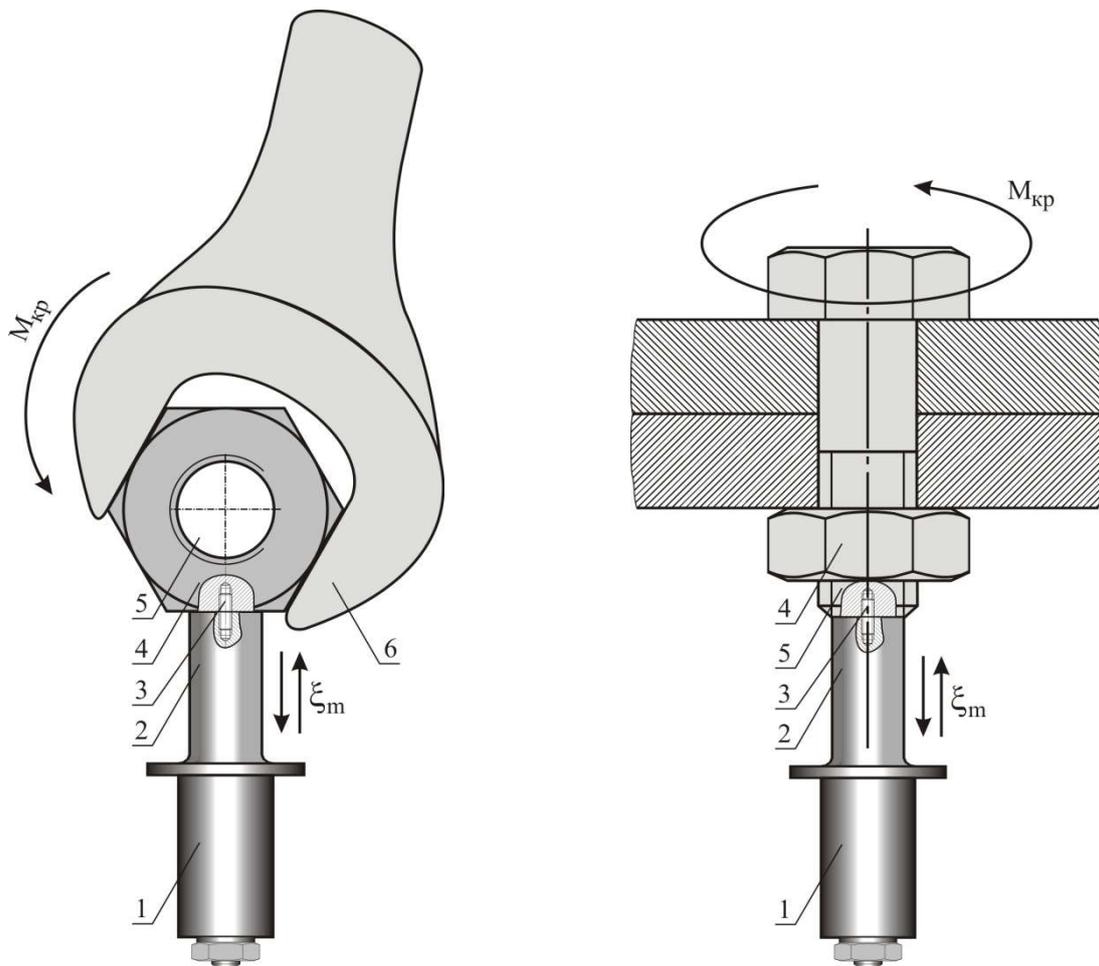


Рисунок 5.4.1 – Схема способа сборки и разборки резьбовых соединений:

1 - ультразвуковой преобразователь; 2 - волновод; 3 - шпилька; 4 - гайка; 5 - болт; 6 - ключ

Поскольку преобразователь 1 с волноводом 2 не связаны с ключом 6, предлагаемый способ позволяет осуществлять сборку и разборку резьбовых соединений разных типоразмеров.

В другом варианте использования способа крутящий момент $M_{кр}$ может быть приложен ключом 6 к головке болта 5 при одновременном воздействии на него ультразвуковых колебаний от излучателя 1 в продольном направлении к оси резьбы посредством жесткой связи в виде шпильки 3.

5.5. Технологические рекомендации по сборке и разборке резьбовых соединений с ультразвуком

Технологические рекомендации по сборочным операциям с применением ультразвука представлены ниже:

1. Назначение: операция сборки резьбовых соединений типоразмеров М8...М24

2. Оборудование: ультразвуковой генератор УЗГ-2-22, оригинальная 3-х полуволновая магнитострикционная колебательная система.

3. Инструмент: оригинальный комплект ультразвуковых концентраторов.

Таблица 5.5.1 - Технологические рекомендации по сборочным операциям с применением ультразвука

Параметр	Амплитуда колебаний, мкм			Время воздействия УЗК, сек.	Частота колебаний, кГц
	Сдвиговые	Продольные	Продольно-крутильные		
М8	5	6	7	1	22
М10	6	7	7		
М12	7	7	8		
М14	8	8	8		
М16	8	9	9		
М18	9	10	9		
М20	10	10	10		
М22	10	10	10		
М24	10	10	10		

Технологические рекомендации по разборочным операциям с применением ультразвука представлены ниже:

1. Назначение: операции сборки и разборки резьбовых соединений типоразмеров М8...М24

2. Оборудование: ультразвуковой генератор УЗГ-2-22, оригинальная 3-х полуволновая магнитострикционная колебательная система.

3. Инструмент: оригинальный комплект ультразвуковых концентраторов.

Таблица 5.5.2 - Технологические рекомендации по разборочным операциям с применением ультразвука

Параметр	Амплитуда колебаний, мкм			Время воздействия УЗК, сек.	Частота колебаний, кГц
	Сдвиговые	Продольные	Продольно-крутильные		
М8	9	9	9	1	22
М10					
М12					
М14					
М16					
М18					
М20					
М22					
М24					

Предлагаемая технология за счет использования колебаний сдвигового типа позволяет проводить сборочно-разборочные операции в 1,7 раза эффективнее технологий, основанных только на колебаниях продольного типа и в 2 раза эффективнее технологий, основанных только на колебаниях продольно-крутильного типа. (абзац – что дает именно наша технология, именно сдвиговые колебания).

Примерами операций, где предполагаются к использованию предлагаемые рекомендации, являются такие операции, как: регулировка натяга в заднем мосту с планетарными шестернями трактора John Deere 7830 в рамках ремонтных воздействий, операции закрепления стяжных болтов надрамника, задних кронштейнов надрамника, осей опор рычагов торсионов, рессор задних опор кабины КАМАЗ 65115 в рамках операций ТО-2. Кроме того, за счет достигнутых эффектов возможно изменение периодичности с ТО-2 (500 м/ч) на ТО-3 (1000 м/ч) для операций проверки и закрепления гаек крепления колес и болтов крепления ступиц, болтов крепления бортовых редукторов к корпусу заднего моста, лонжеронов к переднему брусу и к корпусу муфты сцепления самоходных машин на шасси МТЗ-82.1.

Ниже приведен пример разборки с помощью ультразвука болта переднего кронштейна опоры двигателя КАМАЗ 740.30-260 65116 (М16х1.5х120):

Провести предварительные операции, включающие демонтаж крыльчатки вентилятора, воздухопроводов, электрических проводов и иных компонентов навесного оборудования;

1. Установить ультразвуковой инструмент на гайку, фиксирующую болт;
2. Включить ультразвуковой генератор, провести разборку при режиме работы колебательной системы, включающем в себя время работы 1 секунду, амплитуду колебаний 9 мкм, частоту колебаний 22 кГц.
3. Продолжить демонтаж двигателя КАМАЗ 740.30-260 65116 для требуемых ремонтных операций.

Сборку соединения проводить при режиме, включающем время работы 3 секунды, амплитуду колебаний 8 мкм, частоту колебаний 22 кГц.

Технологические рекомендации по сборочно-разборочным операциям с применением ультразвука представлены ниже:

1. Назначение: операции сборки и разборки резьбовых соединений типоразмеров М6...М24
2. Оборудование: ультразвуковой генератор УЗГ-2-22, оригинальная 3-х полуволновая магнитострикционная колебательная система.
3. Инструмент: оригинальный комплект ультразвуковых концентраторов.

Заключение

Работа содержит комплекс технических и технологических решений, направленных на повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений (при сборке: равномерное распределение напряжений в витках резьбы, предотвращение самоотвинчивания соединений, обеспечение требуемой осевой силы в совокупности со снижением нормативного момента завинчивания; при разборке: уменьшение требуемого момента отвинчивания и снижения риска повреждения элементов соединения при разборке) за счёт применения ультразвуковых колебаний. Получены следующие основные выводы, научные и практические результаты:

1. На основании выполненных исследований решена научно-практическая задача, заключающаяся в обеспечении повышенных эксплуатационных свойств резьбовых соединений путём создания равномерной нагрузки в витках резьбы, предотвращения самоотвинчивания соединений, повышения осевой силы без увеличения начального момента завинчивания при сборке; уменьшения требуемого момента отвинчивания и снижения риска повреждения элементов соединения при разборке, за счёт применения ультразвуковых колебаний.

2. Предложены способы сборки и разборки резьбовых соединений, основанные на использовании продольных, продольно-крутильных и сдвиговых колебаний. В результате проведения экспериментальных исследований получены зависимости распределения напряжений в витках резьбы и требуемого начального момента завинчивания от акустико-технологических режимов применения ультразвука, которые обеспечивают повышение усилия на сдвиг соединения на 45%, а также возможность снижения нормативного момента завинчивания на 30% без уменьшения осевого усилия.

3. Аналитическими и экспериментальными исследованиями и методами сравнительных испытаний обоснована и доказана эффективность применения ультразвука при сборочно-разборочных операциях. В зависимости от способа передачи колебаний при сборке достигнуто повышение требуемого момента отвинчивания на 25...50%, при разборке – снижение требуемого усилия отвинчивания на 8...50%. Установлено, что колебания сдвигового типа в 1,7 раза эффективнее колебаний продольного типа и в 2 раза эффективнее колебаний продольно-крутильного типа.

4. Предложены физические модели и их математические интерпретации, описывающие изменения характера трения и механического взаимодействия элементов резьбового соединения при наложении высокочастотных колебаний различного типа (продольных, продольно-крутильных, сдвиговых). Установлено, что значимыми факторами при использовании всех перечисленных типов колебаний одновременно являются амплитуда колебаний ξ_m и масса соединения.

5. Установлены зависимости требуемого момента отвинчивания от акустических параметров при приложении продольных и сдвиговых колебаний. Определены акустические параметры, обеспечивающие повышение требуемого момента отвинчивания на 30...70% для типоразмеров соединений М8...М24. При частоте работы колебательной системы 22 кГц оптимальным является диапазон амплитуд $\xi_m=5...10$ мкм.

6. Спроектированы и изготовлены технологическое оборудование и оснастка, предназначенные для реализации предлагаемых технологических решений. Получены патенты на ультразвуковой инструмент № 209808 U1 и способ сборки и разборки резьбовых соединений № 2822128 C1.

7. Разработано программное обеспечение, позволяющее осуществлять автоматический выбор технологии и оборудования для выбранного типоразмера соединения (Свидетельство № 2023621701, № 2022623243, № 2022682618, № 2023623731), поддерживать заданный технологический режим, отображать акустико-технологические параметры в реальном масштабе времени, а также реализовать работу оборудования по специально заданной программе или в интерактивном режиме, в том числе при управлении процессом от внешнего компьютера (Свидетельство №2022663082).

8. Разработаны технологические рекомендации по сборке и разборке резьбовых соединений, позволяющие повысить их эксплуатационные свойства. Для сборки частота колебаний составляет 22 кГц, время сборки 2 с, амплитуда колебаний для сдвигового типа 5...10 мкм, для продольных 6...10 мкм, для продольно-крутильных 7...10 мкм в зависимости от собираемого размера. Для разборки частота колебаний составляет 22 кГц, время разборки 1 с, амплитуда колебаний 9 мкм.

9. Результаты работы внедрены в ООО «Агро-Строительные Технологии», ГБУ города Москвы «Автомобильные дороги ЮЗАО» и используются в учебном процессе Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Литература

1. Дроботов, А. В. Совершенствование конструкций поворотных столов для автоматической сортировки и комплектования изделий на основе устройств с переменным характером трения : специальность 05.13.06 "Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (по отраслям)" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Дроботов Алексей Владимирович. – Волгоград, 2011. – 212 с.

2. Бердников, Л.А. Основы технологии производства и ремонта автомобилей. Конспект лекций по курсу / Л.А. Бердников. - Нижний Новгород: Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2015. - 339 с.

3. Бобровицкий, В.И., Сидоров, В.А. Механическое оборудование: техническое обслуживание и ремонт / В.И. Бобровицкий, В.А. Сидоров. - Донецк: Юго-Восток, 2011. - 238 с.

4. Липка, В.М. Оценка влияния параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки силовых агрегатов автомобилей / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. Вып. 107: Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр.; Севастоп. нац. тех. ун-т.– Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. - С.121—127.

5. Липка В.М. Оценка влияния параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки силовых агрегатов автомобилей / В.М.Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. – Вып. 107:Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр. –2010. – С.121-127.

6. ГОСТ 9150-2002 (ИСО 68-1-98) Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль

7. ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993) Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры.

8. Сухов, А. В. Возможности применения ультразвуковых колебаний при нарезании резьбы в композитных материалах / А. В. Сухов // Наука и техника в дорожной отрасли : Материалы конференции, Москва, 18 марта 2021 года. Том 2.

– Москва: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2021. – С. 87-89.

9. ГОСТ ISO 898-1-2014 Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей. Часть 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом резьбы

10. ОСТ 26-2043-91 Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых соединений. Технические требования.

11. ГОСТ 1759.0-87 (СТ СЭВ 4203-83) Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия (с Изменением N 1).

12. Изготовление резьбы: Справочник/ В.Г. Якухин, В.А. Ставров, - М.: Машиностроение, 1989. – 192 с.: ил.

13. Глушко, Е. В. Способ нарезания внутренней резьбы / Е. В. Глушко // Новое слово в науке и практике: гипотезы и апробация результатов исследований. – 2015. – № 21. – С. 153-157.

14. Шлифование внутренней резьбы без наклона инструментального шпинделя / А. Э. Волков, А. Ф. Газизов, В. И. Дзюба, В. И. Медведев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2014. – № 5. – С. 85-92.

15. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. - М: Машиностроение, 1990.-368 с.

16. ОСТ 92-1542-83 Соединения резьбовые. Методы предохранения от самоотвинчивания.

17. ГОСТ Р 70116-2022 Соединения резьбовые. Типы стопорения.

18. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 /Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова.— 4-е изд., перераб. и доп, — М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.

19. Христофоров, Е. Н. Транспорт и окружающая среда : Монография / Е. Н. Христофоров, Н. Е. Сакович. – Брянск : Брянский государственный аграрный университет, 2012. – 196 с.

20. Осипов, К. Н. К вопросу оценки качества сборки резьбовых соединений в автоматизированном производстве / К. Н. Осипов // Автоматизация и измерения в машино- приборостроении. – 2018. – № 1(1). – С. 23-29.

21. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник/ Г.Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю. В. Шарловский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с., ил. – (Б-ка конструктора).

22. Патент на полезную модель № 213227 U1 Российская Федерация, МПК В25В 17/02, В25В 13/06, В25В 15/00. Устройство для сборки и разборки резьбовых соединений : № 2022110950 : заявл. 22.04.2022 :опубл. 30.08.2022 / Д. В. Мирошников, В. В. Водолажский, С. И. Кованов ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Газпром трансгаз Томск".

23. Патент на полезную модель № 144604 U1 Российская Федерация, МПК В25В 13/00. Приспособление для сборки и разборки резьбовых соединений изделий : № 2014117098/02 : заявл. 29.04.2014 :опубл. 27.08.2014 / С. В. Платонов, В. И. Буцан ; заявитель Закрытое акционерное общество "ПРАВДА.8".

24. Патент № 2605874 С1 Российская Федерация, МПК В25В 13/56. гаечный ключ : № 2015124828/02 : заявл. 25.06.2015 :опубл. 27.12.2016 / И. И. Иванов.

25. Патент на полезную модель № 169871 U1 Российская Федерация, МПК В25В 13/46, В25В 17/00. головка разборного гаечного ключа для труднодоступных соединений : № 2016116335 : заявл. 26.04.2016 :опубл. 04.04.2017 / А. О. Никуленко.

26. Патент № 2551325 С1 Российская Федерация, МПК В25В 21/02. пневматический гайковерт : № 2014108648/02 : заявл. 05.03.2014 :опубл. 20.05.2015 / М. А. Ланцевич, С. Я. Левенсон, А. А. Репин ; заявитель Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела им. Н.А. Чинакала Сибирского отделения Российской академии наук.

27. Жуковский, Н.Е. Распределение давлений на нарезках винта и гайки / Н.Е. Жуковский // Полное собрание сочинений. – М. : ОНТИ, 1937. – Т. VIII. – С. 48–54

28. Курушин, М. И. Распределение усилий по виткам и коэффициенты внешней переменной нагрузки в резьбовых соединениях в условиях вибрации

изделий / М. И. Курушин, А. М. Курушин, И. С. Барманов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2011. – № 3-4(27). – С. 162-171.

29. Распределение нагрузок в витках резьбы болтовых соединений сборных гребных винтов / В. И. Малыгин, Л. В. Кремлева, Н. В. Лобанов, А. В. Васильев // Тяжелое машиностроение. – 2014. – № 8. – С. 25-29.

30. Веселков, В. В. Исследование поведения покрытий на нержавеющей стали в условиях высоких контактных нагрузок / В. В. Веселков, Н. В. Лобанов, А. В. Васильев // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2017. – Т. 9. – № 6. – С. 1234-1241. – DOI 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1234-1241.

31. Малыгин, В. И. Фрикционные характеристики материалов резьбовых соединений сборных гребных винтов / В. И. Малыгин, Н. В. Лобанов, А. В. Васильев // Тяжелое машиностроение. – 2014. – № 11-12. – С. 46-49.

32. Патент № 2470198 С1 Российская Федерация, МПК F16B 33/02, F16B 37/00. Подвижное резьбовое соединение с выравниванием нагрузки по виткам резьбы : № 2011125607/12 : заявл. 23.06.2011: опубл. 20.12.2012 / А. Г. Суслов, И. Ю. Цуканов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный индустриальный университет" (ФГБОУ ВПО "МГИУ").

33. Патент на полезную модель № 172373 U1 Российская Федерация, МПК F16B 5/02. Высоконагруженное резьбовое соединение судового машиностроения : № 2017101668 : заявл. 19.01.2017 :опубл. 05.07.2017 / В. И. Малыгин, Л. В. Кремлева, Н. В. Лобанов ; заявитель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова" (САФУ).

34. Кочетков, Д. В. Разработка и исследование функциональных моделей резьбовых соединений типа стяжки при сборке с анаэробными материалами / Д. В.

Кочетков, И. И. Воячек, А. Е. Зверовщиков // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2016. – № 4(20). – С. 115-127.

35. Патент № 2618644 С Российская Федерация, МПК F16B 39/00, F16B 31/00. Способ изготовления резьбового соединения и снижения нагрузки на его витки у опорного торца гайки : № 2016116108 : заявл. 25.04.2016 :опубл. 05.05.2017 / Э. Б. Цхай, Л. Е. Столберов, А. А. Клопотов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Томский государственный архитектурно-строительный университет" (ТГАСУ).

36. Приходько В.М. Ультразвуковые технологии при производстве, эксплуатации и ремонте транспортной техники.– М.: Издательство «Техполиграфцентр», 2003.– 253 с.

37. Блехман, И. И. Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе // Известия Академии наук СССР. Серия физическая. – 1958. – Т. 22, № 5. – С. 13-21.

38. Неверов А.Н. О модификации сил трения ультразвуковыми колебаниями. Трение и смазка в машиностроении. – 2014. - № 4. – с. 3-8.

39. Павленко, В. А. Исследование причин ослабления и разрушения болтовых соединений кожуха редуктора тягового двигателя электровоза / В. А. Павленко // Электропривод на транспорте и в промышленности : труды II Всероссийской научно-практической конференции, Хабаровск, 20–21 сентября 2018 года. – Хабаровск: Дальневосточный государственный университет путей сообщения, 2018. – С. 64-69.

40. Винников, Д. А. Фиксация резьбовых соединений в конструкции распорки-гасителя / Д. А. Винников, А. Г. Ягопольский, Т. Ю. Комкова // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2018. – № 4. – С. 5-9.

41. Toshimichi Fukuoka, The Mechanics of Threaded Fasteners and Bolted Joints for Engineering and Design, Elsevier, 2023, Pages 364, ISBN 978-0-323-95357-3, <https://doi.org/10.1016/C2021-0-02734-6>.

42. Principles of Engineering Manufacture, 3rd Edition, V. Chiles S. Black A. Lissaman S. Martin, Paperback ISBN: 9780340631959, eBook ISBN: 9780080539614, Imprint: Butterworth-Heinemann, Published Date: 2nd February 1996, Page Count: 656.

43. Патент на полезную модель № 146353 U1 Российская Федерация, МПК F16B 39/282. Устройство для соединения портативных бронированных панелей : № 2014111306/12 : заявл. 26.03.2014 :опубл. 10.10.2014 / В. Э. Бородай, Е. В. Бородай, Н. Н. Медов [и др.] ; заявитель Межрегиональное общественное учреждение "Институт инженерной физики".

44. Патент № 2602776 С1 Российская Федерация, МПК F16B 39/34. Стопорящееся резьбовое соединение : № 2015118277/12 : заявл. 15.05.2015 :опубл. 20.11.2016 / Р. И. Шакиров, В. А. Лашков, Ю. Г. Вавилов [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Казанский национальный исследовательский технологический университет" (ФГБОУ ВО "КНИТУ").

45. Патент на полезную модель № 208706 U1 Российская Федерация, МПК F16B 39/10. Стопорная деформируемая планка для резьбовых соединений : № 2021113083 : заявл. 04.05.2021 :опубл. 10.01.2022 / К. Х. Абдрахманов, Е. А. Кашапов ; заявитель Общество с ограниченной ответственностью "Ремонтно-механический завод "ГПН-ОНПЗ".

46. Применение герметиков для уплотнения неподвижных разъемных соединений деталей и узлов в строительных и дорожных машинах / В. В. Буренин, Е. С. Иванина, О. И. Трифонова, Д. К. Воробьев // Механизация строительства. – 2017. – Т. 78. – № 8. – С. 35-40.

47. Патент № 2118984 С1 Российская Федерация, МПК С10М 169/04, С10М 101/02, С10М 125/02. Уплотнительный материал "Элласит" для резьбовых соединений : № 97116440/04 : заявл. 07.10.1997 :опубл. 20.09.1998 / А. Н. Ефимов.

48. Косенко Е. А., Баурова Н. И., Зорин В. А. Природоподобные материалы и конструкции в машиностроении: монография. М.: МАДИ, 2020. 304 с.

49. Зорин В. А., Баурова Н. И., Шакурова А. М. Применение капсулированных материалов при сборке и ремонте резьбовых соединений // Механизация строительства. — 2014. — № 8 (842). — С. 38—43.

50. Патент № 2585590 С1 Российская Федерация, МПК В23G 1/32, F16B 39/30. Способ получения самостопорящейся резьбы : № 2014144789/02 : заявл. 05.11.2014 :опубл. 27.05.2016 / С. Я. Березин, Р. Е. Чумаков, А. Р. Карпов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Забайкальский государственный университет" (ФГБОУ ВПО "ЗабГУ").

51. Беликов В.Г., Горбатюк А.Ф., Назаренко А.Ф. и др. Влияние ультразвуковых колебаний на соосность шариковинтовой пары (ШВП)// Межд. науч–техн. конф. «Ультразвук в технологии машиностроения – 91», – Архангельск, 1991, с. 185–189

52. Щерба В. Е. Технология разборки заклинивших резьбовых соединений автотранспортных средств при проведении технического обслуживания и ремонта на СТОА / Щерба В. Е., Болштянский А. П. // Концепции устойчивого развития науки в современных условиях : сборник статей Международной научно-практической конференции: в 2 частях, Екатеринбург, 28 июня 2017 года. – Екатеринбург: Общество с ограниченной ответственностью "ОМЕГА САЙНС", 2017. – С. 90-95.

53. Патент № 2466010 С1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00. Способ разборки резьбового соединения : № 2011113383/12 : заявл. 06.04.2011 :опубл. 10.11.2012 / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, М. В. Семин ; заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Омский государственный технический университет".

54. Srinivasa D. Thoppul, Joana Finegan, Ronald F. Gibson Mechanics of mechanically fastened joints in polymer–matrix composite structures – a review [J] Compos Sci Technol, 69 (3) (2008). pp. 308-310.

55. Kamran Yousefpour, Wenhua Lin, Yeqing Wang, et al. Discharge and ground electrode design considerations for the lightning strike damage tolerance assessment of CFRP matrix composite laminates Compos Part B-Eng, (2020). p. 198.

56. Shintaro Kamiyama, Yoshiyasu Hirano, Takao Okada, et al. Damage behavior of CFRP subjected to simulated lightning current under air, reduced-pressure air, and N₂ environments Compos Struct, 230 (2019).

57. Чесноков, А. В. Крепеж из армированных термопластов / А. В. Чесноков, В. Н. Андреев, И. А. Тимофеев // Информационно-технологический вестник. – 2021. – № 3(29). – С. 135-148.

58. Володин, В. А. Технологические особенности изготовления крепежных систем для соединения композиционных материалов / В. А. Володин, В. А. Братухин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2017. – № 2(117). – С. 113-117.

59. Исследование структуры и механических свойств крепежных изделий из высокопрочного псевдо-β-титанового сплава ВТ47 / А. А. Арисланов, С. В. Путьрский, А. А. Ширяев [и др.] // Труды ВИАМ. – 2022. – № 6(112). – С. 27-38. – DOI 10.18577/2307-6046-2022-0-6-27-38.

60. Российский научный фонд : официальный сайт. – Москва. – 2023 - .URL:<https://www.rscf.ru/project/22-19-00238/> (дата обращения: 10.10.2023). – Текст : электронный.

61. Паршин, А. М. Дegradaция гарантированных свойств металла в конструкции и пути ее ослабления / А. М. Паршин, В. Б. Звягин // Металлообработка. – 2009. – № 3(51). – С. 38-43.

62. Блехман, И. И. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей плоскостью / И. И. Блехман, С. А. Молясян // Известия Академии наук СССР. Механика твердого тела. – 1970. – № 4. – С. 4-10.

63. "Аномальные" явления в жидкости при действии вибрации / И. И. Блехман, Л. И. Блехман, Л. А. Вайсберг [и др.] // Доклады Академии наук. – 2008. – Т. 422, № 4. – С. 470-474.

64. Блехман, И. И. Движение частицы и пузырька газа в колеблющейся жидкости / И. И. Блехман, В. С. Сорокин // Обогащение руд. – 2007. – № 3. – С. 20-23.
65. Blekhman, I. I. Vibrational dynamic materials and composites / I. I. Blekhman // Journal of Sound and Vibration. – 2008. – Vol. 317, No. 3-5. – P. 657-663. – DOI 10.1016/j.jsv.2008.03.015.
66. Selected Topics in Vibrational Mechanics / I. I. Blekhman, L. I. Blekhman, H. Dresig [et al.] ; Edited by I.I. Blekhman. – Singapore : World Scientific, 2004. – 415 p. – ISBN 981-238-055-8.
67. Применение ультразвука для совершенствования технологии выполнения заклёпочных соединений / С. Ю. Кузнецов, В. Ф. Казанцев, Ю. М. Лужнов [и др.] // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2017. – № 1(48). – С. 34-42.
68. Инструменты для ультразвуковой очистки / В. Ф. Казанцев, Ю. Н. Калачев, Р. И. Нигметзянов [и др.]. – Москва : Общество с ограниченной ответственностью "Техполиграфцентр", 2017. – 181 с. – ISBN 978-5-94385-132-2.
69. Механизмы действия кавитационных образований на поверхность конструкционных материалов / Д. С. Фатюхин, В. Ф. Казанцев, Р. И. Нигметзянов [и др.] // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2018. – № 4(55). – С. 46-50.
70. Воздействие мощного ультразвука на межфазную поверхность металлов / О. В. Абрамов, В. И. Добаткин, В. Ф. Казанцев [и др.]. – Москва : Наука, 1986. – 278 с.
71. Ультразвуковое поверхностное пластическое деформирование / В. Ф. Казанцев, Б. А. Кудряшов, Р. И. Нигметзянов [и др.] // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2009. – № 46. – С. 7-9.
72. Волков, С. С. Ультразвуковая резка с одновременной сваркой изделий из полимерных материалов / С. С. Волков, В. М. Неровный, Н. В. Коберник // Пластические массы. – 2018. – № 11-12. – С. 60-63.

73. Патент № 2670629 С1 Российская Федерация, МПК В23К 26/38, В23К 26/14, В23К 26/348. Способ ультразвуковой газолазерной резки листового металла и устройство ультразвуковой газолазерной резки листового металла (Варианты) : № 2017116386 : заявл. 10.05.2017 :опубл. 24.10.2018 / О. Б. Ковалев, А. В. Зайцев, Г. В. Ермолаев ; заявитель Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теоретической и прикладной механики им. С.А. Христиановича Сибирского отделения Российской академии наук (ИТПМ СО РАН).

74. Mukhametgalina, A. A. Ultrasonic spot welded CP Ti / AA2024 / CP Ti alloy joints / A. A. Mukhametgalina, M. A. Murzinova, A. A. Nazarov // Letters on Materials. – 2021. – Vol. 11, No. 4(44). – P. 508-513. – DOI 10.22226/2410-3535-2021-4-508-513.

75. Нигметзянов, Р. И. Наложение ультразвуковых колебаний в процессе сварки / Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, Д. С. Фатюхин // Научные технологии в машиностроении. – 2020. – № 10(112). – С. 29-33. – DOI 10.30987/2223-4608-2020-10-29-33.

76. Патент на полезную модель № 204555 U1 Российская Федерация, МПК В23К 20/10. устройство для ультразвуковой сварки : № 2020143097 : заявл. 25.12.2020 :опубл. 31.05.2021 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, А. В. Сухов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет ".

77. Применение ультразвуковых колебаний различной поляризации при проведении разборочных операций / В. Ф. Казанцев, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, Д. С. Фатюхин // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 12. – С. 25-28.

78. Неверов, А. Н. Использование крутильных и изгибных ультразвуковых колебаний для разборки резьбовых соединений / А. Н. Неверов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2015. – № 2(41). – С. 15-20.

79. Крылова, И. А. Повышение эффективности ультразвуковой сборки и разборки резьбовых соединений / И. А. Крылова, В. Г. Шуваев // Вестник

Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. – 2018. – № 2(45). – С. 57-61.

80. Шуваев, В. Г. Ультразвуковой инструмент для сборки и разборки резьбовых соединений / В. Г. Шуваев, В. А. Папшев, И. В. Шуваев // СТИН. – 2012. – № 5. – С. 37-40.

81. Блехман И.И. Что может вибрация ? – М., 1988. 125 с.

82. Применение ультразвука и взрыва при обработке и сборке/ М.Ф. Вологдин, В.В. Калашников, М.С. Нерубай, Б.Л. Штриков. – М.: Машиностроение, 2002, 264 с.

83. Беликов В.Г., Гуцаленко П.С., Давиденко Л.А. и др. Влияние ультразвуковых колебаний на коэффициент трения поверхностей контакта полугаек в шариковинтовой паре. // Международная научно-техническая конференция «Ультразвук в технологии машиностроения – 91», – Архангельск, 1991, с. 316–319.

84. Применение ультразвуковых колебаний различной поляризации при проведении разборочных операций / В. Ф. Казанцев, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, Д. С. Фатюхин // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 12. – С. 25-28.

85. Неверов, А. Н. Исследование механизма самораскручивания резьбовых соединений при продольных ультразвуковых колебаниях / А. Н. Неверов // Ученые записки физического факультета Московского университета. – 2017. – № 5. – С. 1751202.

86. Неверов, А. Н. О механизме вибрационного самораскручивания резьбовых соединений / А. Н. Неверов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2015. – № 1(40). – С. 46-52.

87. Неверов, А. Н. Ультразвуковая разборка резьбовых соединений / А. Н. Неверов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2016. – Т. 4. – № 5-4(25-4). – С. 75-80.

88. Мишра, А. Применение продольных ультразвуковых колебаний для сборки резьбовых соединений / А. Мишра, А. Н. Неверов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009. – № 1. – С. 3-4.

89. Неверов, А. Н. Разборка и сборка резьбовых соединений при помощи ультразвуковых продольных колебаний / А. Н. Неверов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2014. – № 4(39). – С. 54-61.

90. Неверов, А. Н. Ультразвуковая разборка резьбовых соединений : монография / А. Н. Неверов. – Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2012. – 92 с.

91. Патент на полезную модель № 73637 U1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00. Ультразвуковой гайковерт : № 2007146168/22 : заявл. 11.12.2007 :опубл. 27.05.2008 / В. Г. Шуваев, В. А. Папшев, И. В. Шуваев, М. Б. Кузнецов ;заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Самарский государственный технический университет.

92. Патент на полезную модель № 93323 U1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00. Ультразвуковой гайковерт : № 2009144220/22 : заявл. 30.11.2009 :опубл. 27.04.2010 / В. Г. Шуваев, В. А. Папшев, И. В. Шуваев ; заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Самарский государственный технический университет.

93. Будников, Ю. М. Проектирование эффективного ультразвукового инструмента для сборки и разборки резьбовых соединений / Ю. М. Будников, И. А. Крылова, В. Г. Шуваев // Высокие технологии в машиностроении : Материалы XVI Всероссийской научно–технической конференции, Самара, 25–28 октября 2017 года / Отв. редактор А.Ф. Денисенко. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2017. – С. 110-112.

94. Патент на полезную модель № 165530 U1 Российская Федерация, МПК В23Р 19/06, В25В 21/00. Устройство для разборки резьбовых соединений : № 2015141759/02 : заявл. 01.10.2015 :опубл. 20.10.2016 / А. Н. Ливанский, Р. И.

Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ).

95. Патент на полезную модель № 188408 U1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00. ультразвуковой гайковерт : № 2018118644 : заявл. 21.05.2018 :опубл. 11.04.2019 / И. А. Крылова, Ю. М. Будников, В. Г. Шуваев ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Самарский государственный технический университет".

96. Исследование воздействия ультразвуковых колебаний на процесс сборки резьбовых соединений / Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, А. В. Сухов [и др.] // СТИН. – 2021. – № 3. – С. 35-37.

97. РД 37.001.131-89 Затяжка резьбовых соединений. Нормы затяжки и технические требования.

98. – ГОСТ 12.1.001-89 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Ультразвук. Общие требования безопасности.

99. ГОСТ 2789-73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики (с Изменениями N 1, 2).

100. Генераторы сигналов звуковой и ультразвуковой частот типа ГЗ-33 и ГЗ-34. Описание, инструкция к использованию и паспорт. 1968. – 38 с.

101. Эксплуатационная документация. Паспорт УЗГ5-1,6/22,генератор ультразвуковой. 1976. – 49 с.

102. Частотомер электронносчётный ЧЗ-33. Техническое описание и руководства по эксплуатации. Альбом № 1 (в двух частях). Часть 2. 1981.

103. Казанцев В.Ф., Кудряшов Б.А., Неверов А.Н., Нигметзянов Р.И., Приходько В.М., Селиверстова О.В., Фатюхин Д.С. Применение ультразвука при сборочно-разборочных операциях. – М.: Издательство «Техполиграфцентр», 2008. – 146 с.

104. ГОСТ 25142-82 (СТ СЭВ 1156-78) Шероховатость поверхности. Термины и определения (с Изменением N 1).

105. ТУ 3943-005-70281271 «Контурограф модели 220. Технические условия».

106. Электронные весы серии GF. Руководство по эксплуатации. Технический паспорт. // mirvesov.ru: официальный сайт дистрибьютора 2023. URL:<https://www.mirvesov.ru/docs/guide/538.pdf> (дата обращения: 07.04.2023).

107. Инструкция по использованию testo 810 // testo.ru: официальный сайт производителя.2023. URL: <https://static-int.testo.com/media/ec/30/40b8e293f7b2/4-re-testo-810.pdf> (дата обращения: 07.04.2023).

108. Криостаты жидкостные серии LOIPFT. Руководство по эксплуатации. Паспорт. ТУ 4389-002-44330709-2008. Санкт-Петербург. 2010. – 35 с.

109. Использование модулей программы STATISTICA и расчетных моделей для решения научных задач в области технической эксплуатации автомобилей: учебное пособие для студентов, магистрантов и аспирантов учреждений высшего образования / А.П.Болдин, В.Н. Богумил – М., Техполиграфцентр, 2016. – 154 с.

110. Основы научных исследований: учебник для студ. Учреждений высш. проф. образования / А.П. Болдин, В.А. Максимов. – М.: Издательский центр «Академия», 2012. – 336 с.

111. Вознесенский, В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях. — М.: Статистика, 1981. — 264 с.

112. Использование модулей программы STATISTICA и расчетных моделей для решения научных задач в области технической эксплуатации автомобилей : учебное пособие для студентов, магистрантов и аспирантов учреждений высшего образования / А.П. Болдин, В.Н. Богумил – М., Техполиграфцентр, 2016. – 154 с.

113. Горячева, И. Г. Итоги развития молекулярно-механической теории трения / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин // Трение и износ. – 2008. – Т. 29, № 4. – С. 327-337.

114. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка. – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.

115. Дехтеринский Л.В. Технология ремонта автомобилей. – М.: Транспорт, 1979. – 340 с.
116. Пухов В.В. Исследование особенностей изнашивания распылителей форсунок судовых двигателей: Дис. ... канд. техн. наук. – Калининград, 1975. – 210 с.
117. Безуглый А.П. Исследование влияния процесса впрыска на закоксовывание распылителей форсунок быстроходного дизеля: Дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1972. – 190 с.
118. Михин Н.М. О расчете усилий, действующих на сферический индентор при движении по пластическому полупространству. Сб. «трение твердых тел». М.: Изд-во «Наука», 1964. стр. 52-61.
119. Improvement of Threaded-Joint Assembly Using Ultrasound / R. I. Nigmatzyanov, S. K. Sundukov, A. V. Sukhov [et al.] // Russian Engineering Research. – 2021. – Vol. 41, No. 6. – P. 567-569. – DOI 10.3103/S1068798X21060150.
120. Сборка резьбовых соединений под воздействием сдвиговых ультразвуковых колебаний / А. А. Нечай, Р. Н. Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] // СТИН. – 2021. – № 12. – С. 16-19.
121. Assembly of Threaded Joints in the Presence of Shear Ultrasound / А. А. Nechai, R. N. Nigmatzyanov, S. K. Sundukov [et al.] // Russian Engineering Research. – 2022. – Vol. 42, No. 2. – P. 169-171. – DOI 10.3103/S1068798X22020174.
122. - Сухов, А. В. Совершенствование технологии сборки и разборки резьбовых соединений с помощью ультразвука / А. В. Сухов, Д. С. Фатюхин // Научные технологии в машиностроении : Материалы XV Международной научно-технической конференции. В 2-х томах, Москва, 01–03 ноября 2023 года. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2024. – С. 13-16.
123. - Кольдюшов, В. К. Повышение качества сборки резьбовых соединений за счет применения ультразвука / В. К. Кольдюшов, А. В. Сухов, С. А. Фомушкина // Проблемы машиностроения: современные технологии обработки, материалы, машины, агрегаты : Сборник статей по материалам Всероссийской научно-

практической конференции, Махачкала, 11–12 октября 2024 года. – Махачкала: Дагестанский государственный технический университет, 2024. – С. 70-73.

124. - Сухов, А. В. Сборка резьбовых и клеерезьбовых соединений с наложением ультразвуковых колебаний / А. В. Сухов, С. К. Сундуков, Д. С. Фатюхин // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2024. – Т. 26, № 3. – С. 6-23. – DOI 10.17212/1994-6309-2024-26.3-6-23.

125. Сухов, А. В. Влияние ультразвуковых колебаний на качество сборки резьбового соединения / А. В. Сухов, С.А. Фомушкина // Сборник Трудов XXXV сессии Российского акустического общества. – М., ГЕОС, 2023. – С. 901-906.

126. Особенности сборки резьбовых соединений различных размеров при использовании сдвиговых ультразвуковых колебаний / Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, А. В. Сухов, Д. С. Фатюхин // Научные технологии в машиностроении. – 2021. – № 12(126). – С. 26-30. – DOI 10.30987/2223-4608-2021-12-26-30.

127. Расчет основных показателей ультразвуковой колебательной системы для интенсификации процессов газового азотирования / В. А. Перекрестова, А. В. Сухов, Н. В. Левушкина, Р. И. Нигметзянов // Научные технологии в машиностроении. – 2021. – № 10(124). – С. 11-17. – DOI 10.30987/2223-4608-2021-10-11-17.

128. Казанцев, В.Ф. Источники ультразвука / В. Ф. Казанцев. – М.: Издательство «Техполиграфцентр». – 2010. – 252 с.

129. Патент на полезную модель № 209808 U1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00, В23Р 19/06. Устройство для сборки и разборки резьбовых соединений: № 2021119116 : заявл. 30.06.2021 : опубл. 23.03.2022 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, А. В. Сухов; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет".

130. Свидетельство о государственной регистрации базы данных № 2023621701 Российская Федерация. База данных технических характеристик ультразвуковых преобразователей : № 2023621226 : заявл. 04.05.2023 :опубл.

25.05.2023 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет ".

131. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022663082 Российская Федерация. Мониторинг ультразвуковой колебательной системы : № 2022662789 : заявл. 11.07.2022 :опубл. 11.07.2022 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет ".

132. Свидетельство о государственной регистрации базы данных № 2022623243 Российская Федерация. База данных технических характеристик ультразвуковых генераторов : № 2022623151 : заявл. 24.11.2022: опубл. 05.12.2022 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет ".

133. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022682618 Российская Федерация. Расчёт цилиндрического излучателя ультразвуковой колебательной системы : № 2022682417: заявл. 24.11.2022 :опубл. 24.11.2022 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет ".

134. Патент № 2822128 С1 Российская Федерация, МПК В25В 21/00. способ сборки и разборки резьбовых соединений: № 2023112747 : заявл. 17.05.2023 :опубл. 01.07.2024 / Д. С. Фатюхин, Р. И. Нигметзянов, С. К. Сундуков, А. В. Сухов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет.

Приложение А

Таблица А.1 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний сдвигового типа для сборки

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели p	
1	$y = B_0 + B_1x$	46,85	7,07	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	119,90	4,39	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_2	0,000000
3	$y = B_0 + B_2x^2$	21,98	7,93	B_0	0,000000
				B_2	0,000012
4	$y = B_0 + B_3x^3$	12,84	8,34	B_0	0,000000
				B_3	0,000604
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	51,63	5,85	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
				B_3	0,000000
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	90,86	4,87	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_3	0,000000
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	117,64	3,77	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_2	0,000000
				B_3	0,000002

Таблица А.2 – Значения коэффициентов модели и их показатели для сдвиговых колебаний

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	100,0907	2,961506	0,000000
B_1	24,5723	2,409757	0,000000
B_2	-3,9790	0,563992	0,000000
B_3	0,2031	0,038968	0,000002

Таблица А.3– Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний продольного типа для сборки

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели р	
1	$y = B_0 + B_1x$	236,18	5,21	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	185,03	4,36	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_2	0,000000
3	$y = B_0 + B_2x^2$	127,56	6,46	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
4	$y = B_0 + B_3x^3$	76,73	7,47	B_0	0,000000
				B_3	0,000000
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	257,31	3,78	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
				B_3	0,000000

6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	208,37	4,14	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_3	0,000000
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	170,86	3,79	B_0	0,000000
				B_1	0,433161
				B_2	0,000221
				B_3	0,000005

Таблица А.4 – Значения коэффициентов модели и их показатели для продольных колебаний

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	100,1177	1,033203	0,000000
B_2	1,7707	0,120624	0,000000
B_3	-0,1644	0,013760	0,000002

Таблица А.5 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний крутильного типа

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели p	
				B_0	B_1
1	$y = B_0 + B_1x$	26,76	6,31	B_0	0,000000
				B_1	0,000021
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	12,93	6,42	B_0	0,000000
				B_1	0,126878
				B_2	0,800077
3		22,10	6,61	B_0	0,000000

	$y = B_0 + B_2x^2$			B_2	0,000074
4	$y = B_0 + B_3x^3$	18,26	6,89	B_0	0,000000
				B_3	0,000229
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	13,443	6,36	B_0	0,000000
				B_2	0,027495
				B_3	0,093230
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	12,99	6,4172	B_0	0,000000
				B_1	0,035312
				B_3	0,726653
	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	8,60	6,4922	B_0	0,000000
				B_1	0,973349
				B_2	0,520558
				B_3	0,493680

Таблица А.6 – Значения коэффициентов модели и их показатели для крутильных колебаний

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	100,0000	3,728799	0,000000
B_1	3,1590	0,610657	0,000021

Таблица А.7 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от массы соединения

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели p	
				B_0	
1	$y = B_0 + B_1x$	168,88	1,96	B_0	0,000000

				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	89,06	1,92	B_0	0,000000
				B_1	0,006702
				B_2	0,172688
3	$y = B_0 + B_2x^2$	125,67	2,23	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
4	$y = B_0 + B_3x^3$	87,38	2,58	B_0	0,000000
				B_3	0,000000
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	94,92	1,86	B_0	0,000000
				B_2	0,000108
				B_3	0,003404
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	90,47	1,90	B_0	0,000000
				B_1	0,000176
				B_3	0,141622
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	65,54	1,84	B_0	0,000042
				B_1	0,219820
				B_2	0,122374
				B_3	0,102030

Таблица А.8 – Значения коэффициентов модели и их показатели в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от массы

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	91,78078	1,467160	0,000000
B_1	0,72345	0,055670	0,000000

Таблица А.9 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от температуры

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели p	
				B_0	
1	$y = B_0 + B_1x$	0,30	3,85	B_0	0,000000
				B_1	0,582803
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	1,66	3,80	B_0	0,000000
				B_1	0,150079
				B_2	0,087158
3	$y = B_0 + B_2x^2$	1,19	3,83	B_0	0,000000
				B_2	0,279750
4	$y = B_0 + B_3x^3$	0,87	3,84	B_0	0,000000
				B_3	0,352743
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	0,98	3,84	B_0	0,000000
				B_2	0,303368
				B_3	0,383707
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	0,65	3,85	B_0	0,000000
				B_1	0,509022
				B_3	0,319701
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	2,98	3,69	B_0	0,000000
				B_1	0,010974
				B_2	0,007777
				B_3	0,022912

Таблица А.10 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний сдвигового типа для разборки

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели p	
				B_0	
1	$y = B_0 + B_1x$	238,42	9,36	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	127,40	9,12	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_2	0,050009
3	$y = B_0 + B_2x^2$	130,28	11,74	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
4	$y = B_0 + B_3x^3$	82,65	13,59	B_0	0,000000
				B_3	0,000000
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	113,63	9,56	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
				B_3	0,000001
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	127,59	9,12	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
				B_3	0,047967
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	83,58	9,19	B_0	0,000000
				B_1	0,022524
				B_2	0,952545
				B_3	0,788048

Таблица А.11 – Значения коэффициентов модели и их показатели в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от массы

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	100,6804	1,989574	0,000000
B_1	-5,8582	0,379397	0,000000

Таблица А.12 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний продольного типа для разборки

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели р	
1	$y = B_0 + B_1x$	62,93	3,49	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	30,72	3,53	B_0	0,000000
				B_1	0,029342
				B_2	0,962996
3	$y = B_0 + B_2x^2$	51,33	3,69	B_0	0,000000
				B_2	0,000000
4	$y = B_0 + B_3x^3$	43,89	3,86	B_0	0,000000
				B_3	0,000000
5	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$	25,91	3,71	B_0	0,000000
				B_2	0,042498
				B_3	0,387211
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	30,92	3,52	B_0	0,000000
				B_1	0,004021
				B_3	0,688533

7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	27,09	3,25	B_0	0,000000
				B_1	0,000678
				B_2	0,006201
				B_3	0,005691

Таблица А.13 – Значения коэффициентов модели и их показатели в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от массы

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	99,5549	0,861976	0,000000
B_1	-1,3621	0,171694	0,000000

Таблица А.14 – Критерии достоверности рассматриваемых моделей в случае применения ультразвуковых колебаний крутильного типа для разборки

№	Вид модели	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки ε	Показатель значимости коэффициентов модели р	
				B_0	B_1
1	$y = B_0 + B_1x$	41,19	2,45	B_0	0,000000
				B_1	0,000000
2	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2$	21,85	2,43	B_0	0,000000
				B_1	0,004033
				B_2	0,188946
3	$y = B_0 + B_2x^2$	29,16	2,64	B_0	0,000000
				B_2	0,000002
4	$y = B_0 + B_3x^3$	23,11	2,75	B_0	0,000000
				B_3	0,000017
5		17,36	2,56	B_0	0,000000

	$y = B_0 + B_2x^2 + B_3x^3$			B_2	0,006981
				B_3	0,058641
6	$y = B_0 + B_1x + B_3x^3$	21,14	2,45	B_0	0,000000
				B_1	0,000790
				B_3	0,312624
7	$y = B_0 + B_1x + B_2x^2 + B_3x^3$	16,53	2,36	B_0	0,000000
				B_1	0,005017
				B_2	0,046107
				B_3	0,069806

Таблица А.15 – Значения коэффициентов модели и их показатели в случае применения ультразвуковых колебаний в зависимости от массы

Коэффициент	Значение коэффициента В	Стандартная ошибка В	р-значимость
B_0	99,16353	0,635033	0,000000
B_1	-0,73004	0,113743	0,000000