РГБ ОД
1 3 МАЙ 1993

МИНИСТЕРСТВО НАРОДНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
АЗЕРБАЙДЖАНСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
АЗЕРБАЙДЖАНСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ГУСЕЙНОВ ГИДАЯТ ГАМИД оглы

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ШВЕЙНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

01.02.06—динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Баку—1993 г.

Работа выполнена в Московском Ордена Красного знамени технологический институт легкой промышленности

Научные руководитель:

к. т. н., профессор **Андреенков Е. В.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук., профессор **Самидов Х. С.**

доктор технических наук **Фарзалиев М. Г.**

Ведущее предприятие—Концерн «Подольск» (Подольский механический завод).

Защита состоится _____ «27» IV 1993 г. в 12^00 часов на заседании специализированного Совета К 054.04.02 поприсуждению ученой степени кандидата технических наук в АЗГУ по адресу: 370602 Баку, пр. М. Азизбекова, 25. ауд. 415(1). С диссертацией можно ознокомиться в научной библиотеке АЗГУ.

Автореферат разослан «22» марта 1993 г.

Ученый секретарь специализированного Совета, доцент **Р. А. ЮЗБЕКОВ**

ОБЩАЯ ХАРАКТЕР РАБОТЫ

Актуальность работы. Нормализация потребительского рынка, обеспечение объема товаров легкой промышленности, предполагает увеличение эффективности швейного оборудования, которое зависит от повышения производительности и надежности машин. При повышении производительности швейных машин возникают трудности с повышением или хотя бы сохранением показателей надежности. Значительную роль в решении этих вопросов играет рациональная смазка швейного оборудования.

По данным зарубежных фирм, скоростные характеристики швейных машин зависит только от построения рациональной системы смазки и достигается до 15% /1,5/. Это обеспечивается путем конструктивного совершенствования системы смазки: подбором смазочных материалов с соответствующими присадками и поддержанием оптимальных режимов эксплуатации машин. Одним из важнейших факторов создания современных высокоскоростных швейных машин в условиях все более усложняющих конструкций механизмов, повышения частоты вращения главного вала, и требовании к надежности и долговечности деталей и узлов является рациональный выбор смазочных материалов и совершенствование систем и способов смазки.

Известны специальные смазки по химическому составу отличающиеся противозазорными, антифрикционными, противоокислительными и другими присадками, учитывающими условия работы трущихся пар в швейных машинах, например: масла фирм "Джуки" /Япония/, "Зингер" /США/ и другие. В отечественном швейном машиностроении используются масла общего назначения, которые применяются в других отраслях, например в автомобилестроении. Поэтому более актуальной задачей является выбор и разработка систем смазки применительно к промышленным швейным машинам.

Актуальность диссертационной работы определяется совершенствования эксплуатируемых швейных машин на базе усовершенствования их быстроизнашивающихся узлов путем улучшения условия работы, смазки, удаления температуры и т.п.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ, является уточнения основных факторов влияющих на долговечность и работоспособность узлов трения промышленных швейных машин и разработка систем смазки. Для достижения указанной цели, в работе были поставленны следующие задачи:

- исследование характера трения, в зависимости от геометрических размеров подшипников скольжения $/l:d/$ скоростного и нагрузочного режима работы pv, величины зазора в сопряжении и давления масла в системе смазки P_e ;

- исследование температурного режима работы деталей швейных машин, в зависимости от способа подачи масла в зону трения, геометрических параметров пары трения, скоростного режима и режима "пуск-остановка";
- определить влияние на скорость изнашивания деталей швейных машин, продуктов загрязнения и разработать систему мероприятия по снижению количества технических примесей в масле устранению абразивного износа;
- определить наиболее основных параметры, характеризующие надежность узлов и деталей швейных машин, и разработать стенд для проведения испытаний по этим параметрам;
- разработать теоретические, динамические модели системы" вал подшипник", позволяющие с необходимой точности описывать реальные особенности работы подшипниковых узлов швейных машин.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. Работа включает экспериментальных и теоретических исследований. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории колебаний, динамики механических систем и методов математической статистики. Экспериментальные исследования велись в производственных условиях непосредственно на промышленных швейных машинах, а также на специально разработанных экспериментальных стендах с применением современных методов и средств регистрации и контроля измеряемых параметров. Обсчеты результатов экспериментов проводились на электронно-вычислительной машине марки "Электроника 0581", ДКВ-3М. Все научные положения, выдвинутые в работе, в необходимой мере теоретически и экспериментально подтверждены.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА:

В работе впервые исследованы различные динамические условия работы промышленной швейной машины и основные параметры узлы трения, определены пути и методы улучшения и совершенствования подшипников скольжения.

Итогами проведенной работы является следующее:

1. Разработана методика выбора наиболее существенных факторов влияющих на долговечность работы подшипников скольжения промышленных швейных машин, Значительными факторами определяющими являются геометрические параметры подшипников скольжения / / их условия работы /PV; P_z; ω /; параметры подаваемой смазки /вязкость температура, наличие продуктов загрязнения присадки и др./

2. Впервые теоретически исследован характер /моментов/ трения в подшипниках скольжения, предложено использование для исследования динамики маятниковой системы, моделирующей реальные условия работы и нагружения системы " вал-подшипник".

Теоретически обосновано и аналитически описана моделирующая система стенда "мотор-весы".

3. Проведено теоретическое исследование для различных случаев движения / пуск-останов, установившейся движение, витог.../. Разработаны варианты динамических моделей маятниковой системы, стенда "мотор-весы", стенда обращенного движения.
Составлены и решены дифференциальные уравнения движения главного вала с учетом свободных колебаний, колебаний в переходных режимах вынужденных колебаний. Для практических целей разработана упрощенная система уравнений движения вала-маятника.

4. Рекомендуется оптимальная величина относительного зазора в подшипниках скольжения, при котором обеспечиваются благоприятные условия работы с минимальной температурой и износом. Эти результаты рекомендованы при проектировании узлов и деталей трущихся пар со смазкой и допуски посадок сопрягающих поверхностей,

5. Определена номинальная величина давления масла в системе смазки. Установлены границы режимов применения отдельных марок масел в узлах трения промышленных швейных машин. Определена необходимая производительность системы смазки в зависимости от расположения масляной ванны относительно плоскости трущихся узлов. Рекомендованы фильтрующие элементы для системы смазки и сроки замены масла в узлах трения промышленных швейных машин.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ.

Результаты исследований приняты к использованию на производственном швейном объединении им. Мехсети Гянджеви г. Гянджа, на Бакинской швейной фабрике, в молодежном производственном объединении "Гюнель" при Бакинском промышленно-торговом швейном объединении им. Володарского и включены в комплекс мероприятий, направленных на улучшение эксплуатации промышленных швейных машин, увеличение срока службы подшипниковых узлов и повышении культуры производства. Результаты исследовании использованы в учебном процессе - на кафедре "Прикладная механика" МТИЛП и на кафедре "Машин,аппараты текстильной легкой промышленности и бытового обслуживания" АзТИ /г.Гянджа/. Методика теоретических и экспериментальных исследовании может быть использована и для изучения работы подшипниковых узлов других машин легкой промышленности.

ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬ. Фактический годовой экономический эффект от использования результаты работы составил 23500 рублей в год на одну швейную фабрику. Эффект достигается за счет применения улучшенной системы смазки промышленных швейных машин.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Материалы диссертации докладывались и получили положительную оценку: на заседаний кафедры "Прикладная механика" МТИЛП, на заседании кафедры "Машины и аппараты текстильной, легкой промышленности и бытового обслуживания" АзТИ, на швейном произ.объединении им. М.Гянджеви. Конференции профессор-преподават.состава АзТИ 1982 года Республиканской научной конференции АзТИ, 1989г.

ПУБЛИКАЦИИ. Основное содержание работы опубликовано в девяти печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пять глав, выводов, список литературы, включающего / / наименования, приложения и содержит / / страницы, в том числе / / страниц текста, / / рисунков и / / табл.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

В первой главе дан анализ состояния вопроса: Конструктивные особенности узлов швейных машин, их внешние формы и габариты, обусловленные спецификой работы механизмов, отличающихся большим разнообразием. Рассмотрение подшипниковые узлы главного валов современных швейных машин отечественного и зарубежного производства показывает широкое использование подшипников скольжения различных конструкций. Из проведенного анализа работы следует, что подшипникам скольжения отдается предпочтение в более нагруженных опорах главного вала, расположенных ближе к основным источникам возмущающих сил - механизмам иглы и подачи нити.

Анализ показывает, что для исследования значительный интерес представляют подшипники скольжения главного вала, как весьма нагруженные и подверженные большим износам.

В качестве смазочных материалов для подшипников скольжения применяются минеральные жидкие масла с вязкостью от 4 сСт до 31,6 сСт.

В отечественных швейных машинах рекомендуется применять масла А/велосит/, Т/вазелиновые/ и индустриальные типов И-12, И-20 и другие. За рубеком количество марок, рекомендованных масел для швейных машин велико, так как каждая фирма - производитель швейного оборудования стремиться создать и рекомендовать свою смазку, применительно даже к определенному классу или группе швейных машин.

В настоящее время методика выбора смазочных масел для подшипников швейных машин отсутствует по продолжительные наблюдения, в промышленных условиях, за работой швейных машин подсказали, что оптимальным для подачи масла наиболее распространенным способом является под давлением. В скоростных швейных машинах наиболее

благоприятным считаются применение смазки вязкостью 658 сСт, что и определило в дальнейшем использование ее при проведении наших исследований.

Решающим вопросом, определяющим высокую работоспособность пары при соответствующих режимах является способ смазки.
В зависимости от способа смазки, различают конструктивные решения опорных узлов:

1/ подшипники с периодической смазкой от ручной масленки;

2/ подшипник с непрерывной подачей смазки под давлением;

3/ подшипники с непрерывной фитильной смазкой.

Анализ конструкций промышленных швейных машин отечественного и зарубежного производства позволил установить, что швейном машиностроении применяются два основных способа подачи жидкой смазки к узлам трения: индивидуальная и централизованная. Индивидуальный способ предполагает подачу масла к одному смазываемому узлу. Централизованный способ обеспечивает одновременную подачу масла к нескольким узлам как без давления, так и под давлением.

Проведенные исследования и анализ известных работ показали, что условия трения и износа деталей машин, в том числе и швейных во многом определяется количеством смазывающего масла проходящего через сопряженные поверхности деталей. Способ подачи, заложенный в конструкцию той или иной швейной машины предопределяет количество смазочного масла в зоне контакта и с учетом скоростного и нагрузочного режима либо обеспечивает нормальные условия трения, либо нет. Это имеет важное значение для выбора подачи масла, однако, при проектировании швейных машин эти соображения не учитываются. Так например, для швейных машин Подольского механического завода, скоростной и нагрузочный режим работы весьма близок, в одном случае масло в зоне трения передней опоры главного вала подается под давлением /852 кл/, в другом случае без давления /876 кл/.

Анализ выхода из строя машин показывает, что около 70% случаев происходит из-за износа деталей или нарушения режима смазки.

Среди эксплуатационных факторов, оказывающих значительное влияние на надежность и долговечность машин в том, числе и швейных следует отметить: нагрузочные характеристики работы механизмов, эффективность системы планово- предупредительного ремонта; качество всех видов ремонтных работ; сбор информации о надежности машины в целом, а также отдельных узлов, деталей и корректировка сроков службы деталей и механизмов с учетом их реального ресурса.

Несмотря на особое влияние на износ, а следовательно, и долговечность деталей машин способа подачи масла в зону трения и разработки

мероприятий по созданию условий жидкого трения для трущихся поверхностей деталей, до настоящего времени отсутствует как универсальные рекомендации по проектированию таки универсальные методы расчета. Исследованию температурных режимов работы различных типовых пар трения посвящено значительное количество работ однако результаты этих исследований и их практические рекомендации не могут охватить многообразие условий работы реальных узлов и деталей швейных машин, скоростной и нагрузочной диапозон, которых весьма специфичен. Температурный режим тщательно не изучен.

В работах Гуровича В.А. исследовано влияние способа подачи масла в зону трения на температурный режим работы деталей, однако не было определено влияние других не менее значимых факторов таких как: геометрические параметры валов и опор: конструктивные варианты оформления поверхностей трения; место подвода смазки в зону трения и т.д.

Отсутствие данных о характере изменения температуры деталей в зоне трения для швейного оборудования затрудняет поиск конструктивных решений и разработку мероприятий по снижению температуры в зоне трения. Опыт ведущих зарубежных машиностроительных фирм, специализирующихся на производстве швейного оборудования показывает, что для обеспечения безприбойную работу высокоскоростных машин без специальной системы смазки и охлождения невозможно. Так например, фирма "Унион Спеціаль" разработала машину класса Н . 602 К 213 ММ где для охлаждения в системе смазки предусмотрен радиатор с принудительным воздушным охлаждением.

Повышенная загрязненность масла в системе смазки швейных машин оказывает значительное влияние на его смазочные свойства и вязкость. По данным Подольского механического завода вязкость масла И-12А после 4-х месяцев работы снижается на 26-34%, в то время как в системе смазки станочного оборудования аналогичные изменения происходят через 10 ÷ 12 месяцев работы. При этом необходимо иметь ввиду, что изменение вязкости на 25% согласно известных рекомендаций, является предельным качественным показателем.

В результате анализа, следует выделить следующие факторы влияние на долговечность деталей швейных машин но не исследованные значительно до настоящего времени:

- способа подачи масла в зону трения;
- температура в узлах трения и пути ее снижения;
- наличие или отсутствие абразивного износа и пути его ликвидации;

- режим смазывания;
- Возможность управления качеством ремонтных работ швейных машин путем получения информации о показательях надежности отдельных узлов, деталей швейных машин в ходе испытаний.

Анализ показал, что именно эти вопроси для швейного машиностроения до настоящего времени недостаточно исследованы, а принимаемые конструктивные решения при оформлении узлов трения швейных машин носят необъснованний характер и зависиет; главным образом от опыта и квалификации конструкторов.

Анализ литературних источников показал, что определение расхода смазочного масла для подшипников скольжения промышленных швейных машин, является необходимым условием для обеспечения режима работы сопряженных поверхностей соответствущей жидкостной или полужидкостной смазки. Критерием этих условий является фактическая величина коэффициента трения.

Первая задача исследования является исследовать характер трения и его величину в зависимости от геометрических размеров подшипников скольжения $/\ell:d/$: скоростного и нагрузочного режима работы PV; величини зазора в сопряжении ψ и давления масла в системе смазки P_e. В общем виде эту зависимость можно записать:

$$f = f(PV;\ \frac{\ell}{d};\ \psi;\ P_e)$$

Также экспериментальним путем определить эффективность действия применяемах в швейном машиностроении систем смазки по температурному критерию, т.е. по способности удаления тепла из зоны трения.

При этом необходимо учитывать режим "пуск-останов", который является наиболее тяжелым для работы любых механизмов, в том, числе и швейных машинах.

Второй задачей исследования является изучение влияния температурний режим работы деталей швейных машин способа подачи масла в зону трения $/P_e/$, геометрических параметров пары трения $/\ell:d/$ и скоростного режима "пуск-останов". Трущиеся поверхности деталей швейных машин в начальный момент работы из-за некоторой инерционности системы смазки на чинают перемешаться, когда достаточное количество масла в зоне трения еще отсутствует. Такие условия работы поверхностей деталей соответствуют граничному трения, когда скорость изнашивания зависит от состава масла.

С целью уменьшения вредного влияния абразивных частиц на износ деталей в системах смазки используются различные фильтрующие устройства. Применение фильтров тонкой очистки позволило увеличить ресурс работы деталей на 25 - 30%. В швейном машиностроении в системах смазки отдельных классов машин /например: 876 кл и 852 кл/ применяются пассивные средства очистки масел от механических примесей: металические сетки, магнитные пробки.

Опыт эксплуатации швейного оборудования показал, что сетки предохраняют зеркало поверхности масляной волны только от ниток и мелких кусочков перерабатываемых тканей, попадающих во внутреннюю область машины, а магнитные пробки улавливают только около 10-15% продуктов износа деталей из стали или чугуна.

Третьей задачей исследования является:- исследование влияния на скорость изнашивания деталей швейных машин примесей загрязнения и разработка мероприятий по снижению в масле количества механических примесей. Решение такого рода задач в настоящее время базируется на эксплуатационных испытаниях технологического оборудования или на лабораторных стенда модельных испытаниях. Проведенный анализ известных работ позволил разработать классификацию требований и условий предъявляемых к лабораторным, стендовым и эксплуатационным испытаниям. Эта классификация охватывает большой диапозон условий работы деталей и может быть использована для испытания конструкционных материалов на трение; изнашивание и заедание.

Габариты швейных машин, их масса и сравнительная простота монтажа, позволяют без больших трудностей проводить лабораторные и эксплуатационные испытания машин. При этом необходимо иметь ввиду что при этих испытаниях приходиться считаться с действием многочисленных неконтролируемых и нерегулируемых факторов, связанных с качеством изготовления и техническим состоянием отдельных экземпляров машин, а также индивидуальными особенностями операторов и специфическими условиями эксплуатации. Поэтому целесообразно проведение лабораторных испытаний смазывающих способностей масел.

В ряде случаев следует проводить наряду с лабораторными испытаниями и эксплуатационные. По нашему мнению второе направление предпочтительные т.к. позволяет сопоставлять результаты испытаний, исключает возможную ошибку при выборе модели испытаний.

В настоящее время в отечественной и зарубежной практике для проведения испытаний смазочных масел применяется разнообразное

оборудование. Наиболее распространение получили машин трения:- четырехшариковая 4 ШМ-3 /СССР/; машина фирмы "Фалекс"; машина фирмы "Тимкен"; машина фирмы "Олмед -Виланд" и др. Использование этих машин для подбора смазочных масел к реальным механизмам машин нецелесообразно, т.к. на них не воспроизводится условия трения, характерные для работы основных типичных пар трения швейных машин.

Наиболее часто для определения коэффициента /момента/ трения применяют стенды, в основе которых используется устройство ввиде сбалансированного электродвигателя. Профессором Зайцевым А.К. разработан прибор - стенд для определения момента трения где в конструкции измерительного узла заложен плавающий подшипник скольжения. Анализ моделирующих установку показал, что их использование для моделирования условий работы узлов и деталей промышленных швейных машин невозможен. т.к. воспроизводимые скоростные и нагрузочные режимы работы имеют большое расхождение с интерисующимся диапазонами нагрузок и скоростей в швейных машинах.

Вторая глава посвящена исследованию динамики маятниковой схемы для аналитического определения моментов трения в подшипниках скольжения. При постоянной скорости вращения вала часто используется схема маятника, предложенная профессорос Зайцевым А.К. Она была использована и нами в настоящей работе.

Необходимо отметить, что при малом смазочном слое, когда в подшипнике будет полусухое или даже сухое трение, могут возникнуть автоколебания маятника.

Это объясняется тем, что сила сухого трения не постоянна как обычно принимается в расчетах, а несколько падает с увеличением скорости скольжения. Значит, когда направление вала и качания маятника совпадают, то силы трения больше, чем при обратном движении. Следовательно, во время каждого цикла силы трения совершают положительную работу, что приводит к поддержанию или даже возрастанию колебаний маятника. Такие самовозбуждающие механические колебания были экспериментально показаны Фроудом.

Вообще, в условиях обильной смазки вследствии вязкости масла неизбежно будут возникать затухающие колебаний маятника. Поэтому трудно ожидать неподвижного положения маятника.

При эксплуатации, швейные машины работают в старт-стопном режиме и при остановке, в ряде подшипников скольжения производ непосредственный контактвала с подшипником. Момент трения в подшипнике в условиях эксплуатации является переменной величиной.

Мы предполагаем измерять момент трения Мтр в заданных парах вращения в маятниковой схеме в условиях затухающих и вынужденных коле-

ваний маятника. Ясно, что при этом будет происходить изменение величин реакций и относительных угловых скоростей в паре и это позволит качественно учесть изменение величины Мтр в реальных условиях.

Необходимо и обязательно надо учесть рассеяние энергии, которое будет происходить в самой паре при колебании маятника. Для проведения аналитической качественной оценки динамики явлений в рассматриваемой маятниковой схеме ограничимся линейным подходом и введем в рассмотрение некоторое эквивалентное вязкое трение. Конечно, жидкостное трение, вообще может оказаться зависящим от дробных степеней относительной скорости скольжения, а в системе механической индексации будет сухое трение, но все они проводятся к эквивалентному вязкому трению.

Покажем как это делается на примере сухого трения для случая линейных колебаний в системе с одной степенью свободы. Пусть $P \cdot \sin\omega t$ -некоторая возмущающая сила, тогда вынужденные колебания будут происходить по закону:

$$X = A \cdot \sin(\omega t - \alpha) \qquad /1/$$

где P - амплитуда возбуждающей силы,

ω - круговая частота возбуждения,

A - амплитуда вынужденных колебаний,

α - сдвиг фазы.

При установившихся колебаниях между двумя послудущими кратными колебаниями, колебающееся тело перемещается на расстояние A, так что работа силы сухого трения $F_{тр}$ за цикл будет равна $4AF_{тр}$

Пусть $F_1 = -h\dot{X}$ сила вязкого трения /сопротивление/, где h - некоторый коэффициент. Тогда:

$$-h\dot{X} = -hA\omega\cos(\omega t - \alpha) \qquad /2/$$

Умножая /2/ на $dx = \dot{x}dt$ и интегрируя за период колебаний T, для рассеиваемой за цикл за счет вязкого трения энергии выражение

$$\int^T hA^2\omega^2\cos(\omega t - \alpha)dt = \frac{1}{2}hA^2\omega^2 T = \pi hA^2\omega$$

Сравнивая полученные выражения работ, имеем

$$\pi \cdot hA^2\omega = 4AF_{тр}$$

Откуда коэффициент эквивалентного вязкого трения будет

$$h = \frac{4F_{тр}}{\pi A\omega}$$

Запишем уравнение колебаний маятника, как некоторого твердого тела, вращающегося около неподвижной оси. Расчетная схема приведена на рис. 1 где O_1 - центр цапфы вала, O_2 - центр тяжести маятника. Величиной зазора пренебрегаем. /рассматриваем сечение перпендикулярное оси подшипника /. R_x, R_y - составляющие реакции

за счет колебаний маятника намного меньше общей нагрузки подшипника.

Рассмотрим теоретические аспекты модельной схемы.

Пусть как в исходной схеме, вал вращается с некоторой постоянной угловой скоростью . Тогда дифференциальное уравнение движения маятника будет.

$$J_{o_1}\ddot{\psi} = M_o - q_1(\dot{\psi}-\omega) - q_2\dot{\psi} - \rho m g \sin\psi + M_1 \sin pt. \qquad /3/$$

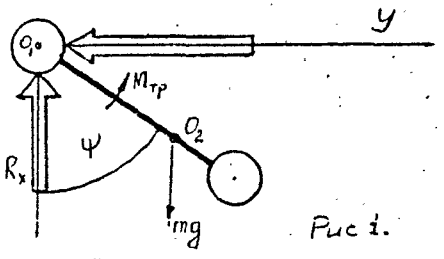

Рис 1.

или в линейной постановке

$$\ddot{\psi} + 2b\dot{\psi} + \Omega_o^2\psi = q_o + \gamma \sin pt \qquad /4/$$

где обозначения прежние, как выше, но $M_{тр} = M_o + q_1\omega$

M_1 - амплитуда возбуждающей силы /момента/,

p - частота возбуждения, $\gamma = \frac{M_1}{J_{o_1}}$

Согласно общей теории колебаний линейной системы с одной степенью при $q_o = const$ /что будет при заданной постоянной скорости вращения вала / общее решение уравнения в наших обозначениях имеет вид.

$$\psi(t) = \psi_{ст} + e^{-bt}(C_1\cos\Omega_1 t + C_2\sin\Omega_1 t) + A\sin(pt-\alpha) \qquad /5/$$

где: C_1, C_2 - произвольные постоянные, A - амплитуда вынужденных колебаний, - сдвиг фазы вынужденных колебаний.

$$A = \frac{\gamma}{\sqrt{(\Omega_o^2-p^2)+4b^2p^2}} \qquad /6/ \qquad tg\alpha = \frac{2bp}{\Omega_o^2-p^2} \qquad /7/$$

Как принято, естественно преположить, что время рабочих операций на машинах таково, что собственные колебания успевают затухнуть и можно рассматривать только вынужденные колебания наблюдая A и α . Наличие $\psi_{ст}$ не вносит принципиальных изменений в картину колебаний, и в анализе мы его опустим.

Третья глава посвящена исследованию динамики стенда "Мотор-весы".

Стенд" мотор-весы" предназначен, как сказано ранее, для измерения суммарного момента трения промышленных швейных машин раз-

личных классов. Стенд представляет собой пространственную упругую конструкцию. Для обеспечения достоверных стабильных показателей должны быть предъявлены вполне определенные требования к жесткости несущих элементов, в первую очередь к элементам передвижной тележки.

Ограничимся плоской схемой для получения качественных результатов по оценке влияния названных выше факторов. Конечно можно учесть податливость рукава, крепление машины, крепление двигателя, жесткость конструкции тележки. Тогда к исследованию будет многомерная система с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Мы учтем влияние жесткости ремня, моментную характеристику двигателя и момент инерции статора с грузом. Определим возможность существования стационарного режима в стенде "мотор-весы", т.е. условия при которых

$$\dot{\varphi} = \omega_c = const, \quad \psi = \psi_c = const \qquad /8/$$

тогда следует

$$\begin{cases} \left(\frac{1}{k}+q\right)\omega_c = \frac{\Omega_1}{k} - M_{тр} \\ \left(\frac{1}{k}+q\right)\omega_c + mgl\psi_c = \frac{\Omega}{k} \end{cases} \qquad /9/$$

где ψ_c - угла поворота статора двигателя

q - коэффициент эквивалентного вязкого трения

k - число наблюдаемых амплитуд

Ω - угловая скорость электродвигателя пола

Нетрудно выделить из /9/, что решение /8/ возможно лишь при

$$M_{тр} = M_0 = const \qquad /10/$$

$$\omega_c = \frac{1}{\frac{1}{k}+q}\left(\frac{\Omega}{k} - M_{тр}\right), \quad \psi_c = \frac{M_0}{mgl} \qquad /11/$$

Ясно, что наличие /10/ в случае экспериментов со швейной машиной нереально и следует анализировать случай тех или иных / колебаний/ отклонений от /10/ для оценки достоверности измерений.

При проведении экспериментов данные снимаются на случай установившегося движения, когда собственные колебания уже затухли. Для нахождения частные решения уравнений для возмущения γ_1 и γ_2 вытекающие из системы

$$\begin{cases} \ddot{\gamma}_1 + 2b_1\dot{\gamma}_1 = a_1 \sin\omega_c t \\ \ddot{\gamma}_2 + 2b_2\dot{\gamma}_2 + \Omega_0^2\gamma_2 = -2b_2\dot{\gamma}_1 \end{cases}$$

Используем решение уравнения в виде

$$\gamma_1(t) = A_1 \sin\omega_c t + B_1 \cos\omega_c t .$$

После простых преобразований амплитуда вынужденных колебаний на маятнике:

$$A_2 = \frac{2b_2\omega_c \tilde{A}_1}{\sqrt{(\Omega_0^2-\omega_c^2)+4b_2^2\omega_c^2}} \qquad /12/$$

Из /12/ видно, что возможно возникновение резонансных режимов, на что следует обратить внимание при конструировании и отладке

стенда и при обработке результатов измерений.

Для представления истиной величины амплитуды возмущения необходимо составления таблицы или номограммы, соответствующих данному стенду. Постоянная составляющая проходит без изменений. Необходимо отметить также, что сравнение амплитуд вынужденных колебаний является критерием оценки износа подшипников машины в целом.

Четвертая глава посвящена исследованиям динамики стенда обращенного движения.

Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что в условиях гидродинамической смазки возможно возникновение самовозбуждающихся колебаний, обусловленных нелинейностями упругих характеристик масляной пленки. С таким незатухающими колебаниями валов человечество столкнулось при испытаниях компрессоров и турбин с быстровращающимися рабочими колесами.

Пусть даже не возникла разрушающие автоколебания, но наличие любых, хотя и малых колебаний, обусловленных масляным слоем, несомненно ускоряет процесс износа подшипников машины.

Существенно нелинейная и весьма сложная зависимость сил, действующих со стороны смазочного слоя на вал, затрудняет теоретическое исследование картины колебаний, вызванных гидродинамическими силами подшипника, и поэтому в большом количестве работах по этой теме рассматривается равновесное положение шипа на слое смазки.

С целью изучения влияния колебаний вала величину момента трения в подшипнике скольжения мы предлагаем применить схему обращенного движения, при которой условно вращается шип /втулка/, а вал вследствия трения вовлекается в движение. Маятник связывается с валом. Схема регистрации колебаний маятника естественно остается прежней. Испытуемая втулка может быть как снаружи так и "внутри" вала. Второй конец вала должен опираться на такую же или контрольную втулку. Вал будем считать достаточно жестким и пренебрегать его изгибными колебаниями и качаниями.

Расчетная схема нагружения маятника дана на рис. 1. с указанием углов действия сил. Запишем уравнение кинетостатически равновесия моментов относительно O_1:

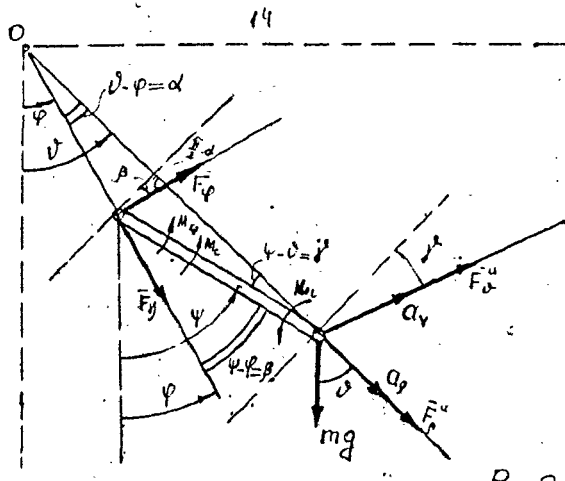

Рис.2.

$$\begin{cases} \angle F_\gamma \cos(\gamma-\varphi)+\angle F_\varphi \sin(\gamma-\varphi)+F_\varphi^n+mg\cos\gamma=0 \\ -\angle F_\gamma \sin(\gamma-\varphi)+\angle F_\varphi \cos\varphi(\gamma-\varphi)+F_\gamma^n-mg\sin\gamma=0 \\ M_{O_2}^n-F_\varphi^n\delta l\sin(\psi-\gamma)+F_\gamma^n\delta l\cos(\psi-\gamma)+M_{тр}+M_c-mg\delta l\sin\psi=0 \end{cases} \qquad /13/$$

где $M_{O_2}^n$ главный момент сил инерции с центром проведения O_2, $M_{O_2}^n=-J_{O_2}\ddot{\psi}$ J_{O_2} – момент инерции маятника около оси, проходящей через его центр масс O_2, $\ddot{\psi}$ угловое ускорение маятника при вращении вокруг его центра масс O_2, $M_{тр}$ – измеряемый момент трения в подшипнике, $M_c=-q(\psi-\omega)-q_2\dot{\psi}$ – момент сопротивления, учитывающий, в частности, трение в системе индикации/ $-q_2\dot{\psi}$ /, обусловленное силой трения F, рис.4 и сопротивление в соединении поямо пропорциональное относительной угловой скорости, q_1, q_2 коэффиценты условного / /эквивалентного/ вязкого трения, q – длина обеих цапф, $q=q_1+q_2$

Физически ясно, что $\gamma/\varepsilon/$ не может неограниченно возврастать. Значит, удержание только членов первого порядка в первом уравнении является грубым, недопустимым приближением. Причина в том, что γ – очень малая величина, ограниченная величиной радиального δ зазора который действительно мал в подшипниках швейных машин.

Это дает основание считать, что в отсутствии автоколебаний резонансных режимов, влияние гидродинамических свойств масляного слоя на колебания маятника проявляеются в малых, второго порядка уравнениях. В частности, что относится и к величине $\gamma=\psi-\delta$

Значит, предложенная нами схема вполне работоспособна, будет давать стабильные показания. В результате проведения экспериментов

найдутся величины g и $M_{тр}$ с учетом гидродинамических свойств масляной пленки.

Для избежания противоречия и учета малых второго порядка /малых по отношению к следует брать и виде:

$$F_\eta = -6\mu^* \frac{R}{\varepsilon^2}(0{,}59\dot{\eta} + 2\eta^2\eta\cdot\omega)$$

$$F_\varphi = 6\mu^* \frac{R}{\varepsilon^2}[1{,}57\eta(\omega - \dot{\varphi}^2) + 2\dot{\eta}\eta] \qquad /14/$$

Пятая глава посвещена изучению влияния геометрических параметров узла трения $/\ell : d : \psi/$ и скоростного режима работы /П/ на интенсивности трения.

Исследования показали, что при увеличении скорости скольжения испытуемого вала, затраты на трение постоянно увеличиваются. Однако такое изменение момента трения не находилось в прямо-пропорциональном отношении с геометрическими размерами подшипника скольжения Так, например при переходе от 400 до 4500 1/мин момент трения увеличился на 3,2 Н·см, а при переходе 5000 до 5500 1/мин -на 14,8 Н·см для подшипника скольжения с соотношением $\ell : d = 0{,}53$.

Было установленно, что при работе узла трения на низках ступенях скоростного режима затраты на трение главного вала с подшипником скольжения при $\ell : d = 0{,}53$ были ниже, чем с подшипником $\ell : d = 3{,}3$. По мере возврастания нагрузки разница в затратах на трение уменьшалась, а при скорости П = 6000 1/мин $T_{тр}$ у подшипника с $\ell : d = 0{,}53$ превышал на 6,5 Н·см затраты на трение в подшипнике с $\ell : d = 3{,}3$.

Поиск уравнения регресси, зависимости между моментом трения и частотой вращения вала в паре трения, проводился на ЭВМ, методом подбора, при этом считали необходимым, чтобы относительная погрешность не превышала 5% -го уровня. Этим условиям отвечало степенное уравнение вида. $y = e^{\alpha} \cdot e^{\beta x} \cdot x^{c}$

Расчет коэффициентов уравнения проводился по стандартной программе для всего массива значения. Было установленно, что в области скоростных режимов, не превышающих 5500 1/мин при $\ell : d < 3$ условия трения в сопряжении наиболее благоприятные.

Исследования показали, что при скоростном режиме ниже 5500 1/мин подшипник скольжения с меньшей опорной поверхностью обеспечивает более низкие коэффиценты на трение при условии подачи масла самотеком.

При расчете подшипников скольжения, в соответствии с известными рекомендациями, опредляется относительный зазор по эмпирической зависимости: $\psi = 0{,}8 \cdot 10^{-3}\sqrt[4]{\vartheta}$, где ϑ -окружная скорость вала м/с.

Для рассматриваемого диапазона скоростного режима ϑ=3÷4,71 м/с относительный зазор будет принимается ψ = 0,001 ÷ 0,0012.

Анализ конструкторской документации показал, что ведомственная нормаль по швейным машинам рекомендует применять посадки для вала ϕ15Н, а для подшипника скольжения $\phi 15A^{+0,13}_{+0,16}$. Тогда максимальный зазор в соединении будет составлять:

$$\Delta_{max} = 0,014 + 0,13 = 0,144 \text{ мм},$$

а минимальный зазор составит:

$$\Delta_{min} = 0,002 + 0,06 = 0,062 \text{ мм}.$$

Относительный зазор для узла трения "главный вал- передняя опора" будет находится в пределах ψ = 0,01 ÷ 0,004.

Таким образом, при проектировании опорных узлов трения швейных машин известные рекомендации по выбору геометрических соотношений подшипников скольжения не принимаются во внимание. В связи с этим возникает необходимость экспериментально установить значимость влияния зазора в сопряжении на величину и характер трения вала в подшипнике скольжения швейных машин. Исследования позволили установить, что относительный зазор оказывает существенное влияние на величину момента трения.

Полученные экспериментальные зависимости $T_{тр} = f(\psi)$ показали, что и уменьшением относительного зазора, величина момента трения асимптотически снижается до некоторого минимального значения и дальнейшее ужесточение допуска на посадку для сопряжения / т.е. уменьшения зазора/ значительного снижает потерие на трение.

Так например, при П = 6000 1/мин при ψ= 0,006 величина $T_{тр}$ = = 23,6 Н·см. Если учесть, что повышение точности обработки деталей и жесткие допуска определяют и себестоимость обработки, Заметного снижения потерь на трение при переходе от ψ = 0,004 на всех скоростных диапазонах работы испытуемых узлов трения не отмечалось, а при п = 4500 1/мин не былообнаружено и существенного отличия в величине момента трения при ψ = 0,008 и ψ= 0,004.

Проведенный эксперимент позволяет сделать следующий вывод: что наиболее оптимальное соотношение между затратами на трение и относительным зазором в паре "вал-подшипник" - скольжения, для скоростного диапозона П = 4000 ÷ 6000 1/мин достигается при значениях ψ = 0,005 ÷ 0,0065.

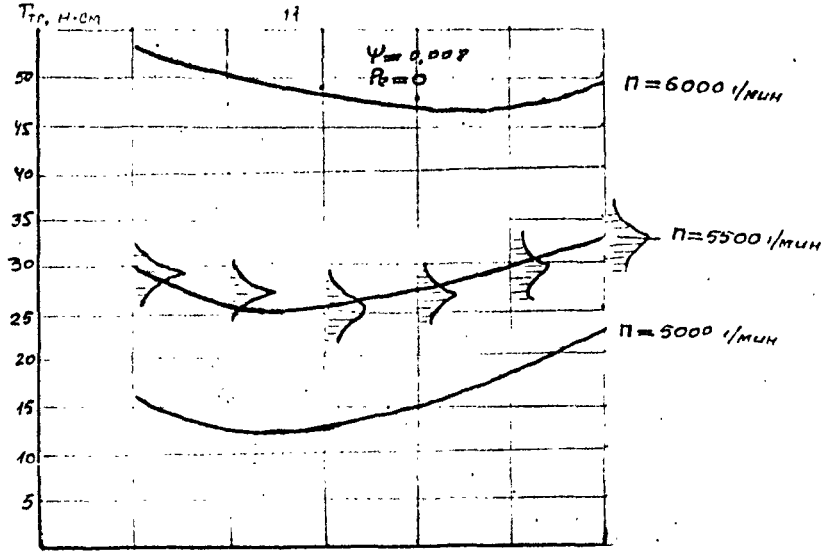

Рис 3.

на рис. представлены графики зависимости величины трения от отношения $\ell : d$ / $T_{тр} = f(\frac{\ell}{d})$ /. Исследования показали, что при увеличении площади контакта от $\ell : d$ = 0,5 до $\ell : d$ = 1;5 как при n = 5000 1/мин; так и при n = 5500 1/мин отмечалась уклонения и снижению трения.

В результате работ сил трения на поверхности деталей возникает высокие локальные температуры и происходит нагрев смазочного масла. Масла частично или полностью теряют смазочные свойства.

Было установленно, что состояние теплового баланса достигается через 20-24 минуты работы машины в режиме "пуск-останов". На участке работы машины в интервале времени от 0 до 10 ÷ 14 мин. отмечается медленное увеличение температуры.

На втором участке работы машины в интервале времени при 12÷20 мин скорость нарастания температуры снижается и затем стабилизируется.

Для сопоставления температурных режимов узлов трения, относительный зазор которых соответствовал заводским нормалям, были проведены испытания сопряжений ψ = 0,002, что соответствовало рекомендациям общемашиностроительных нормалей. Эксперименты показали, что увеличение точности изготовления пары трения существенного снижения температуры в зоне трения не дает. Так, при ψ = 0,002 и R_e = 10 температура смазочного слоя составляла 86°С, а при ψ = 0,001 и R_e = 0 - 89°С.

Эксперименты показали, что при $P_e = 0$ и $\psi = 0{,}002$ температура составляла 86^0С, а при $\psi = 0{,}01$ – 102^0С, т.е. $\Delta t = 16^0$С. Следует отметить весьма напряженный температурный режим работы деталей машины при подаче масла в зону трения самотеком / $P_e = 0$ /.

Исследования позволили установить, что одним из наиболее перспективных путей, обеспечивающих снижение температуры в зоне трения является повышение давления масла в системе смазки. Эксперименты показали, что повышения давления масла в системе смазки от 0 до 50 кПа создает возможность снижения температуры смазочного масла на 25÷30^0 С, практически при всех рассмотренных сочетаниях зазоров в сопряжении типа "вал-втулка". На рис. представлены графики зависимости температуры в узле трения от давления масла в системе смазки.

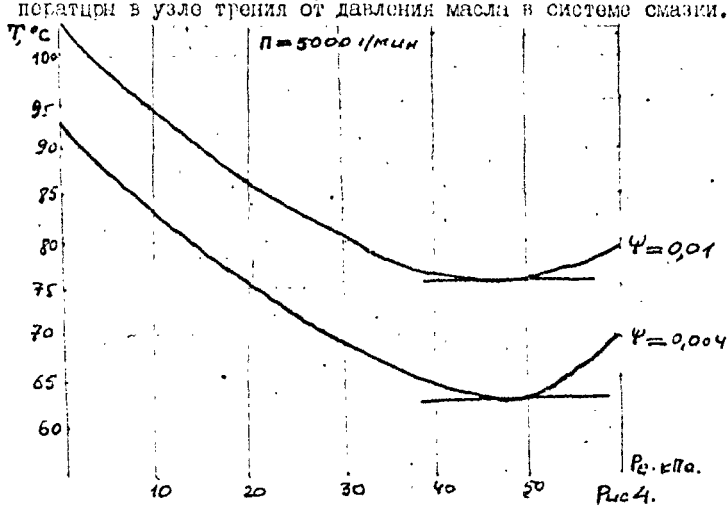

Рис 4.

Для оценки эффективности действия способа подачи масла были проведены сравнительные испытания трех вариантов: фитильная подача масла: циркуляционная подача без давления /$P_e = 0$/; подача масла под давлением /$P_e = 40$кПа/. Испытания проводились в трех скоростных режимах: n= 3000; 4000; 5000 1/мин.

Экспериментально было установленно, что применение автоматической смазки системы смазки и ее подача в зону трения под давлением существенного снижения температуры в узле трения не обеспечивает. Разница в температуре смазочного слоя масла составила всего лишь 6^{0}С.

Применение в машинах более совершенных систем смазки, предполагающих использование различных насосов, маслораспределительных и уплотнительных устройств приводит к естественному усложнению, а следовательно, ик удорожанию машин. В проведенном эксперименте при N= 3000 1/мин эффект улучшения условий узла трения от применения системы смаз-

ки подачей масла в зону трения под давлением на наблюдалось.

Установлено, что фитильная подача масла в зону трения /масло И-12А/ недостаточно эффективна. Масло И-20А проходит по фитилям еще в меньшем количестве и также не обеспечивает нормальные условия трения.

Выявлено также что зона ввода смазки в подшипник скольжения оказывает существенное влияние на температурный режим работы. Обычный вариант ввода масла в зону трения через 24 мин. испытаний дал температуру смазочного слоя в установлемся режиме разную 98°С а непосредственное введение масла в рабочую зону - 74°С.

Далее ставилась задача установить характер изнашивания деталей в швейных машинах 876 и 852 кл, в условиях реальной эксплуатации и действующей системы обслуживания. Перед началом наблюдений в машину заливалось свежее масло, а система смазки тщательно промывалась.

Исследования позволили установить скорость изнашивания деталей по двум элементам - индикаторам F_e и Cu.

Было установленно, что концентрация F_e в масле машины 976 кл за 20 часов машинного времени изменялась с $1,2 \cdot 10^{-4}$% до $6,1 \cdot 10^{-3}$%. Решение этой задачи возможно лишь при моделировании условий работы д деталей швейных машин при стендовых испытаниях, где имеется возможность изменять в широком диапозоне скоростные и нагрузочные режимы работы, а также изменять условия смазки, характерные для того или иного класса швейной машины.

Исследования позволили установить существенное отличие в изменении концентрации железа / Fe / и меди /Cu/ в масле при наличии и отсутствии в системе смазки фильтоующего элемента.

В процессе исследования скорости изнашивания деталей швейных машин метод микрометража и метод эмиссионного спектрального анализа, было установлено, что присутствие в системе смазки активного элемента очистки масла от продуктов износа значительно снижает износ, а следовательно способствует увеличению резурса деталей и два раза.

Влияние количества абразивных элементов на износ и трение деталей швейных машин определялось в процессе ускоренных испытаний: в ходе которых контролировались параметры, характеризующие условия работы: момент трения, температуру в зоне трения, линейный износ деталей. Использование в системе смазки швейных машин фильтров позволит снизать скорость изнашивания практически в 1,5 раза.

Исследования позволили установить существование критической зоны, характеризующей наличие в масле предельно допустимого количества абразивных частиц Fe и Si.

Присутствие в масле абразивных частиц в значительной степени определяет скорость изнашивания деталей. Так при испытании деталей в масле И-20А с содержанием Fe равном $0,1 \cdot 10^{-4}\%$ и Si – $0,1 \cdot 10^{-4}\%$ скорость изнашивания деталей – втулок Е = 1,38 мкм/ч. В условиях действия масла – И-20А / $Fe \sim 12,5 \cdot 10^{-4}\%$; $Si \sim 50 \cdot 10^{-4}\%$, скорость изнашивания Е – 2,52 мкм/ч.

Дальнейшее увеличение в масле Fe и Si сильно ухудшает условия трения. В связи с этим, количество абразива в масле можно считать предельным, если его процентное содержание превышает $1 \cdot 10^{-3}\%$. Наши наблюдения показали, что для машин с автоматической системой смазки при подаче масла в зону трения под давлением и без давления предельное количество абразивных частиц образуется через 5-6 месяцев эксплуатации в технологическом процессе.

Таким образом можно считать целесообразным производить полную замену смазочного масла в автоматической системе смазки швейных машин при их постоянной эксплуатации через 6 месяцев работы.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ:

1. В результате исследования параметров смазки промышленных швейных машин, установленно, что необходимо совершенствовать существующие системы смазки с целью увеличения долговечности и работоспособности узлов трения.
2. Разработана методика отбора наиболее существенных факторов, влияющих на устойчивость работы подшипников скольжения промышленных швейных машин, использование которой позволило установить, что значительными факторами, определяющими это являются: геометрические параметры подшипников скольжения /ℓ; d; ψ / условия их работы /PV; p; ω /; состояние подаваемой смазки /вязкость, температура, наличие продуктов загрязнения/ и другое.
3. Впервые для теоретического исследования характера /моментов/ трения в подшипниках скольжения предложено использование исследования динамики маятниковой системы, моделирующей реальные условия работы и нагружения системы "вал-подшипник". Теоретически обосновано и достаточно полно аналитически описана моделирующая системе стенда "мотор-весы".
4. Проведено теоретическое исследование для различных случаев движения,/ пуск-останов, установившиеся движения, выбег.../ разработанных вариантов динамических моделей маятниковой системы, стенда "мотор-весы", стенда обращенного движения. Составлены и решены дифференциальные уравнения движения для свободных колебаний, колебаний в переходных режимах, вынужденных колебаний. Для практических целей разработаны упрощенные системы уравнений движения вала-маятника.
5. Разработаны стенды и методики экспериментального исследования характеристик трения в подшипниках скольжения промышленных швейных машин, максимально приближена к реальным условиям эксплуатация узлов трения машин:
   - определены методы и средства проведения экспериментальных исследований по установлению износа деталей швейных машин, обеспечивающие высокую чувствительность измерения $\mp$ 0,3 мкм при непрерывной регистрации износа и + 1 мкм его периодическом замере;
   - Разработана методика определенй температурных режимов работы деталей швейных машин и смазочных масел, основанная на прямых измерениях температуры в зоне контакте деталей применением искусственных термопар типа "ХК";

- для определения эффективности действия смазочных масел разработаны испытательные стенды, что позволяет: моделировать в широком диапазоне скоростной /П= 2000÷8000 1/мин/ и нагрузочный режим / = 120÷2500 Н/ работы узлов швейных машин типа "вал-подшипник"; моделировать различные системы смазки и способы подачи масла в зону трения /Q= 0 ÷ 100 кра/; измерять момент трения сопряженных деталей в диапазоне от 0 до 3,0 Нм; измерять суммарный момент трения всех механизмов швейных машин в диапазоне от 0,1 до 5,0 Нм.

6. Рекомендуется оптимальная величина относительно зазора в подшипнике скольжения, при котором обеспечиваются лучшие условия трения и минимаотная температура. Эти результаты рекомендованы при проектировании узлов и деталей трущихся пар со смазки и допусков на размеры сопрягоемых поверхностей.
7. Определена номинальная величина давления масла в системе смазки. Установлены границы режимов применения масел для смазки узлов трения промышленных, швейных машин. Определена необходимая производительность систем смазки в зависимости от расположения масленной ванны над поверхностью трущихся деталей. Рекомендованы фильтрующие элементы для системы смазки и сроки замены масла в узлах трения производственных машин.
8. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработаны конкретные рекомендации для проектировщиков промышленных швейных машин и предприятий их эксплуатирующих по выбору и определению уточненных геометрических, кинематических и динамических характеристик работы подшипников скольжения и оптимальных условий их эксплуатации. Экономических эффект от внедрения проведенных исследований составил 23,5 тыс. руб, в год.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНО В РАБОТАХ

1. Гусейнов Г.Г., Велиев Ф.А. "Повышение долговечности деталей швейных машин на базе смазочных систем"./ / Легкая промышленность № 35 АзНИИНТИ 1986г.
2. Гусейнов Г.Г., Велиев Ф.А. "Зависимость расхода смазочного масла в подшипниках скольжения от физических и механических параметров". / / Легкая промышленность № 29 АзНИИНТИ 1986г.
3. Гусейнов Г.Г., Сарханов А.Ф. "Машины и аппараты обувного производства". / / Методич.указания на азербайджанском языке АзТИ Кировабад,1986г.
4. Гусейнов Г.Г., "Определение температурных режимов работы деталей узлов трения и смазочных материалов в швейных машинах"./ / Тезисы докладов межреспубликанской,студенческой, научной конференции.Кировабад-1988г.
5. Гусейнов Г.Г. "Машины и аппараты обувного производства". / / Методические указания на азербайджанском языке.г.Кировабад-1988г.
6. Гусейнов Г.Г.; Ибрагимов А.Х. "Исследование износостойкости деталей и узлов трения швейных машин". Сборник АзТИ- 1989 г.
7. Гусейнов Г.Г.,Андреенков Е.В., "Влияние штильного способа подачи смазки на работоспособность деталей швейных машин". / / Журнал "Швейная промышленность",Москва-1990г.
8. Гусейнов Г.Г.,Ибрагимов А.Х. /"Влияние окружающей среды на характер износа деталей швейных машин." / / Тезисы докладов Юбилейной научно-практической конференции: Профессорско-преподавательского состава, посвященной десятилетию образования института Гянджа - 1990г.
9. "Исследование износостойкости деталей и узлов трения швейных машин",- Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х. / / Сборник научных трудов - "Новое в технике и технологии в текстильной и легкой промышленности" - 2-й выпуск.Баку -1990г.