Лимаренко Герольд Николаевич

РЕЕЧНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ МАШИН

Специальность

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет»

Научный консультант: доктор технических наук, профессор

Усаков Владимир Иосифович

Официальные оппоненты: доктор физ.- мат. наук, профессор

Еркаев Николай Васильевич доктор технических наук, профессор Двирный Валерий Васильевич доктор технических наук, профессор Долотов Алексей Митрофанович

Ведущая организация: Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», г. Москва

Защита состоится «10» сентября в 13-00 часов на заседании диссертационного совета ДМ212.099.13 ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу: 660074, г. Красноярск, ул. ак. Киренского 26, ауд. Γ 2-50

Тел./факс: (391) 249-82-09, E-mail: DM21209913@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета.

автореферат разослан « 09 » августа 2010 г.

Ученый секретарь диссертационного совета, доктор технических наук, доцент

Э.А.Петровский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследований.

Поступательные приводы широко применяются в металлорежущих станках, промышленных роботах, различных видах технологического оборудования, транспортных и других автоматизированных машинах.

В качестве преобразователей вращательного движения в поступательное преимущественно используются шариковые винтовые передачи (ШВП), либо передачи винт-гайка скольжения или червяк-рейка скольжения. В тяжелых многоцелевых станках, рабочие органы (РО) которых перемещаются на величину более 3-х метров, где шариковые винтовые передачи (ШВП) неэффективны, а линейные электроприводы экономически не оправданы, альтернативы применения реечных передач (РП) не существует.

Технические параметры РП, их надежность существенно влияют на характеристики качества приводов. Особо высокие требования предъявляются к механизмам следящих приводов, используемых в оборудовании с автоматизированным приводом, эксплуатируемого по схеме «безлюдной технологии». Приводы машин с РП должны отвечать современным требованиям по тяговому усилию, быстроходности, точности, отсутствию люфтов, долговечности, жесткости, виброустойчивости, высокого к.п.д. и др.

Имеющаяся ограниченная информация по РП не дает возможности конструкторам и эксплуатационникам квалифицированно разрабатывать поступательные приводы, в короткие сроки создавать конкурентоспособное технологическое оборудование. Возникает необходимость систематического изложения информационного, методического и справочного материала, а также создания программных продуктов по расчету и конструированию приводов с РП, предназначенных для использования в современном металлообрабатывающем и другом оборудовании тяжелого машиностроения, а также в проектируемых мехатронных станочных системах.

Решение проблем проектирования зубчатых реечных преобразователей движения, червячно-реечных передач с гидростатической смазкой и волновых реечных передаточных механизмов и приводов подач РО на их основе, направленное на совершенствование разрабатываемых конструкций и их методов расчета, ускорение процессов подготовки производства машин, на восполнение имеющихся пробелов по научно-методическим рекомендациям, касающихся проектирования реечных передач для тяжелых и других машин с автоматизированным приводом, является актуальной задачей.

Объектом исследования являются реечные передачи, осуществляющие рабочий процесс при поступательном перемещении рабочих органов машин с автоматизированным приводом.

Предмет исследования — процесс проектирования приводов с реечными передачами и реечных передаточных механизмов, их параметрического синтеза в соответствии с функциональными требованиями технологических модулей.

Цель диссертационной работы — разработка теории и методов проектирования реечных передаточных механизмов поступательных приводов автоматизированных машин.

Задачи исследования:

- определение основных требований и параметров технических характеристик, предъявляемых к реечным передаточным механизмам (ПМ) в составе следящих приводов проектируемых крупных многоцелевых технологических модулей;
- разработка теории расчета реечных передач: геометрических, кинематических и прочностных характеристик косозубого ортогонального и неортогонального реечных зацеплений, к.п.д., жесткости зубчато-реечных приводов с устройством выбора зазора и создания предварительного натяга в кинематической цепи, статических и динамических характеристик приводов при установившемся движении, учитывающих действие вектора сил в разомкнутом реечном зацеплении, уточняющей и дополняющей известные методы расчета цилиндрических зубчатых передач;
- теоретический и экспериментальный анализ впервые создаваемого образца червячно-реечной передачи с гидростатической смазкой для использования в приводе подачи опытно-промышленного образца тяжелого станка с контурной системой ЧПУ;
- теоретические и экспериментальные исследования впервые создаваемых волновых реечных передач и разработка рекомендаций по проектированию на их основе автономных электромеханических модулей линейного перемещения;
- разработка рекомендаций ПО управлению проектированием поступательных приводов механизмов следящих реечных автоматизированным использования приводом на основе В средах CAD/CAM/CAE разработанных программных модулей, позволяющих сократить сроки конструкторско-технологической подготовки производства, оптимизировать параметры машин стадии конструирования на моделирования.

Методы исследований:

При решении поставленных в работе задач применялись:

- известные положения теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин, теории колебаний, технологии машиностроения, методов численного и конечно-элементного анализа в программных комплексах Ansys, CosmosWorks, MathCad, SolidWorks при разработке математических моделей реечных передаточных механизмов;
- экспериментальные исследования реечных передаточных механизмов и приводов на специально спроектированных и изготовленных стендах;
- производственные и экспериментальные исследования опытнопромышленных образцов реечных передач и следящих реечных приводов при производственных испытаниях станков с автоматизированным электроприводом с использованием современного измерительного оборудования;

Новые научные результаты

- 1. Впервые систематизированы и уточнены базовые технические показатели исполнительного механизма реечного поступательного следящего привода на основе анализа взаимодействия в рабочем процессе подсистем технологических обрабатывающих модулей (ТОМ) многоцелевых тяжелых станков.
- 2. Разработаны математические модели зубчатых механизмов, обеспечивающие выбор параметров зубчатого реечного зацепления и формирование программных комплексов для автоматизированного расчета зубчатых реечных и волновых реечных передач поступательного перемещения рабочих органов (РО) технологических модулей, отличающихся от параметров цилиндрических зубчатых передач.
- Разработаны программы расчета на ЭВМ. зашишенные свидетельствами Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам №2008612284 «Программный комплекс для проектирования, профилирования и создания твердотельной 3D модели кулачка для волнового реечного механизма с кулачковым приводом», №2007610858 «Программный комплекс для проектирования и анализа волнового реечного механизма с эксцентриковым приводом», №2008615056 «Программный комплекс для проектирования ортогональных и неортогональных реечных передач с возможностью создания прямозубой и косозубой шестерни реечного привода», № 2009613278 «Программный модуль по расчету динамики привода к программе Rack&Gear».
- 4. Впервые выведены аналитические зависимости для определения к.п.д. реечных передач на основе учета действия сил в разомкнутом зацеплении ведущего звена с рейкой и анализа системы коэффициентов потерь в зацеплении, подшипниковых опорах приводной шестерни (червяка) и направляющих поступательно перемещаемого РО.
- 4. Разработаны математическая модель и методика расчета устройства выбора зазоров в реечном приводе, учитывающие, в отличие от известных моделей замкнутых зубчатых механизмов, упругую связь в реечном зацеплении и упругость натяжного устройства, позволяющие при проектировании определять требуемую суммарную жесткость привода по заданным внешнем воздействии и допустимом смещении РО, минимальную и максимальную величину силы предварительного натяжения в зацеплении.
- 5. Разработана математическая модель контактного многопарного взаимодействия в зацеплении консольной шестерни и рейки, учитывающая поперечную и крутильную жесткость шестерни и позволяющие выявлять характер распределения и величину контактных напряжений от действия сил, приложенных к рейке, уточнять на их основе величину расчетного коэффициента нагрузки в зубчатом реечном зацеплении по ГОСТ 21354-87.
- 6. Впервые в отечественной практике создана совместно с НПО ЭНИМС конструкция безызносной червячно-реечной передачи с гидростатической смазкой (ЧРПГС) и системой подвода смазки через вращающийся червяк и рейками с полимерным покрытием рабочих профилей, примененная в приводе

подачи стола многоцелевого станка с ЧПУ, и отработана технология ее производства, позволившие организовать опытно-промышленный выпуск тяжелых станков с ЧПУ и их успешную эксплуатацию в оборонной промышленности, получившая рекомендацию к централизованному производству для станкостроения.

7. Впервые научно обоснована и создана волновая реечная передача (ВРП), преобразующая возвратно-поступательное перемещение дискретных толкателей, взаимодействующих с кулачковым валом, в равномерное поступательное перемещение рейки, предназначенная для создания на ее основе автономных электромеханических мехатронных линейных вводов движения, включая ввод в герметичное пространство.

Положения, выносимые на защиту:

- 1. Система базовых технических показателей исполнительного механизма реечного поступательного следящего привода, полученная на основе анализа взаимодействия в рабочем процессе подсистем технологических обрабатывающих модулей многоцелевых тяжелых станков.
- 2. Математические модели механизмов поступательного перемещения, обеспечивающие, выбор параметров зубчатого реечного зацепления, отличающиеся от параметров цилиндрических зубчатых передач, и позволяющие формировать программные комплексы для автоматизированного расчета зубчатых реечных передач.
- 3. Расчетные зависимости для определения к.п.д. реечных передач на основе анализа системы коэффициентов потерь в зацеплении, подшипниковых опорах приводной шестерни (червяка) и направляющих, учитывающих действие сил в разомкнутом зацеплении ведущего звена с рейкой.
- 4. Методика расчета устройства выбора зазоров и создания натягов в реечном приводе, учитывающая упругую связь в реечном зацеплении и упругость натяжного устройства, позволяющая определять требуемую суммарную жесткость привода, по заданным внешней нагрузке и допустимой деформации, минимальную и максимальную величину силы предварительного натяжения в зацеплении.
- 5. Конечно-элементная модель контактного многопарного взаимодействия в зацеплении консольной шестерни и рейки, учитывающие поперечную и крутильную жесткость шестерни, позволяющая выявлять характер распределения и величину контактных напряжений от действия сил, приложенных к рейке и уточнять на их основе величину расчетного коэффициента нагрузки в зубчатом реечном зацеплении по ГОСТ 21354-87.
- 6. Конструкция червячно-реечной передачи с гидростатической смазкой (ЧРПГС) с системой подвода смазки через вращающийся червяк и рейками с полимерным покрытием рабочих профилей, примененная в приводе подачи стола многоцелевого станка с ЧПУ.
- 7. Созданная волновая реечная передача (ВРП), преобразующая возвратно-поступательное перемещение дискретных толкателей, взаимодействующих с кулачковым валом, в равномерное поступательное перемещение рейки. Разработана конструкция и выполнены теоретические и

экспериментальные исследования по созданию нового типа реечного механизма с промежуточными звеньями, предназначенного для автономного электромеханического мехатронного линейного ввода, включая ввод в герметичное пространство.

Реализация и практическая значимость работы.

- 1. Разработаны методики проектирования механических систем следящего привода поступательного движения РО с зубчатым реечным преобразователем, а также с ЧРПГС, включающие разработку технического задания (ТЗ), подготовку исходных данных на основе ТЗ, кинематический расчет привода с подбором широкорегулируемого электропривода, синтезом кинематической и конструктивной схемы механической системы с устройствами выбора зазоров.
- 2. Разработаны рекомендации ПО управлению проектированием поступательных механизмов следящих реечных приводов рабочих органов машин с автоматизированным электроприводом на основе использования программных модулей САПР Rack&Gear разработанных САD/САМ/САЕ, позволяющих оптимизировать параметры конечного звена зубчатого реечного привода по критерию максимального значения парциальной частоты его колебаний, сократить сроки конструкторско-технологической подготовки производства.
- 3. Разработанная и освоенная в производстве конструкция и технология производства ЧРПГС, защищенная охраноспособными документами, внедрена на Минском предприятии «МЗОР» (станки моделей 6М610Ф3,6М612Ф3, 6М616Ф3), Ульяновском предприятии «УЗТС» (станок модели 6620МФ4) и рекомендована НТС отрасли станкостроения к организации серийного производства, с учетом доработки конструкции для повышения ее быстродействия и жесткости. Станки «МЗОР» с ЧРПГС в приводах РО уже около 30 лет успешно эксплуатируются, обеспечивая паспортную точность, на предприятии ЗАО «АВИАСТАР-СП» г. Ульяновск.
- 4. Разработанные методики расчетов динамических характеристик приводов при установившемся движении РО тяжелых станков, приводимых в движение зубчатой реечной передачей с выбором зазоров в зацеплении и безлюфтовой червячно-реечной передачей с гидростатической смазкой, позволяют определить амплитудно-частотные характеристики системы при переменном положении центра масс и расчетных инерционно-массовых, упругих и демпфирующих параметрах на стадии проектирования;
- 5. Разработанная методика расчета и синтеза ВРП, защищенная охраноспособными документами, позволила выполнить проектирование и изготовление для предприятия п/я Г-4147 и некоторых других конструкцию манипулятора- перегрузчика.

Апробация работы. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались на IV Всесоюзном совещании по робототехническим системам (Киев, 1987); Краевой научно-технической конференции «Устройства и системы автоматики автономных объектов» (Красноярск, 1987); Краевой научно-технической конференции «Молодежь и наука – третье тысячелетие» (Красноярск, 1999); IV международном конгрессе

«Конструкторско-технологическая информатика – 2000» (Москва, 2000); 7-й международной конференции «Системы проектирования, технологической производства управления этапами подготовки жизненного цикла продукта, (CAD/CAM/PDM-2007)» (Москва, 2007); промышленного 5-й научно-технической Российской конференции «Математическое моделирование и компьютерный инженерный анализ» (Екатеринбург, 2008); конференции научно-практической «Российское инновационное станкостроение. Комплексные технологии. Наука. Производство» и 10-й Международной выставке "Металлообработка 2008" (Москва, 2008г.); XXIX Российской школе, посвященной 85-летию со дня рождения академика В.П.Макеева «Наука и технологии» (Миасс, 2009); на заседаниях технических советов предприятий станкостроения и семинарах кафедры ПиЭММ СФУ.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 61 научная работа, включая 9 работ по списку ВАК, 13 патентов и авторских свидетельств на изобретения, 11 свидетельств о регистрации программ для ЭВМ.

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов, заключения, списка библиографических источников, приложений.

Объем работы 387 страниц, в том числе 365 страниц основного текста, 198 рисунков, 34 таблицы, 237 библиографических источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность проблемы, поставлена цель и определены задачи исследования.

В первом разделе приведены краткие сведения по технологическим машинам с поступательно перемещаемыми РО и автоматизированным электроприводом, выполнен обзор работ, связанных с исследованием и проектированием РП.

Исследованию и проектированию механических систем следящих приводов подач станков посвящены работы Ю.А. Сабинина, А.Н. Боброва, Ю.Г. Перченка, О.П. Михайлова, В.Л. Вейца, А.М. Лебедева, И.А. Гидаспова и зубчатых Исследования геометрии реечных ортогональных др. неортогональных передач, как разновидности цилиндрических выполнены в трудах Ф.Л. Литвина, Е.Г. Гинзбурга, Г.И. Жевелева и др. прочностной надежности зубчатых Методика расчета реечных передач отражена в работах Д.Н. Решетова, О.П. Леликова, С.А. Чернавского, Н.С. Ачеркана, в трудах коллектива кафедры РК-3 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Исследованию и проектированию червячно-реечных передач с гидростатической смазкой посвящены работы Г. Опитца, В.В. Бушуева, И.Н. Чурина, В.Э. Пуша, А.Д. Герасимова, Г.А. Левита, Б.Г. Лурье, Е.С. Артюхова и др. Исследованию упругих статических и динамических характеристик приводов подач станков посвящены работы А.С. Проникова, В.Э. Пуша, В.А. Кудинова, З.М. Левиной, Д.Н. Решетова, В.С. Хомякова, С.И. Досько, Н.А. Козловского, М.П. Зайкина, Б.В. Никитина, А.А. Гаврюшина и др.

Методологические аспекты проектирования и конструирования машин и их приводов, управления проектированием рассматривались в трудах К.В. Фролова, П. Хилла, В.В. Бушуева, Н.И. Галибея, Л.И. Волчкевича, В.И. Усакова, А.П. Вараксы и др. К основным аспектам они относят: рассмотрение исследуемого (проектируемого) объекта, как некоторой системы, состоящей из взаимодействующих подсистем, а процесса проектирования — как последовательности этапов синтеза и анализа с необходимыми цепочками повторений, с информационной поддержкой этапов, базирующихся на научных и практических данных, с поиском оптимальных решений.

В многоцелевых обрабатывающих комплексах подача РО должна осуществляться с помощью следящих приводов с обратной связью по скорости и по положению, к механическим системам которых предъявляются специальные требования. Эти требования могут быть выявлены при системном подходе к проектированию механических приводов подач тяжелых станков, при рассмотрении совокупности элементов (подсистем), и самой, более широкой системы (надсистемы). в качестве которой может выступать система станков автоматизированного участка, а системой - *технологический обрабатывающий модуль* (ТОМ). В качестве элементов системы (подсистем) здесь можно рассматривать (рис.1):

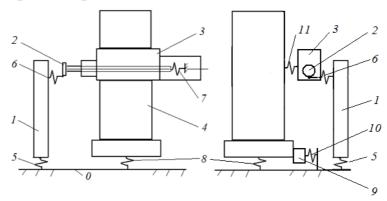


Рис.1 -Технологический обрабатывающий модуль - многоцелевой станок: 1-изделие, 2-инструмент, 3- передвижная фрезерно-расточная бабка, 4- передвижная стойка.

- непосредственный *процесс обработки* заготовки инструментами различного типа;
- несущую систему станка, как совокупность заготовки (обрабатываемой детали), приспособления для крепления заготовки и корпусных деталей, определяющих положение рабочих органов и заготовки в рабочем пространстве;
- *систему главного движения* вращения инструмента, установленного на шпинделе фрезерно-расточной бабки;
- *систему привода подачи* инструмента (заготовки), включающую редуктор, реечный передаточный механизм и электропривод;
- *систему управления* программным движением рабочих органов станка, обеспечивающую выполнение заданного процесса обработки.

Привод 9 поступательного перемещения инструмента 2 взаимодействует через упруго-демпфированные связи (для упрощения изображены в виде

пружин) со всеми инерционными массами системы и с процессами: резания (связь 6), трения в направляющих (связь 8), в электроприводах (связи 7,10). В системе управления приводом 9 в качестве датчика обратной связи по положению инструмента (координата X) используется линейный оптико-электронный преобразователь, шкала которого располагается на основании 0, а его измерительная часть – на подвижной стойке вблизи редуктора 9.

Определяющим параметром конструкции ТОМ, влияющим на параметры является мощность главного подсистем привода. технологических режимов механической обработки на станках фрезернорасточной группы показывает, что величина мощности, расходуемой при различных материалов твердосплавными И быстрорежущими инструментами, колеблется в пределах от 1 до 60 кВт при частоте вращения шпинделя от 1,5 до 16000 об/мин. При максимальном диаметре торцевой фрезы в тяжелых многоцелевых станках D = 400 мм наибольшая мощность достигается при скорости резания V = 251 м/мин (частота вращения шпинделя 200 об/мин). Скорость перемещения РО V_h в процессе резания при торцевом фрезеровании связана со скоростью резания V известной зависимостью:

$$V_h = s_z z V / (\pi D)$$
,

где s_z - подача на один зуб фрезы, z- число зубьев фрезы. Для значения $D=400\,$ мм, $z=36\,$ при фрезеровании чугунной заготовки с $s_z=0.18\,$ мм/зуб $V_h=1.29\,$ м/мин. Максимальное усилие подачи при торцевом фрезеровании такими фрезами по нормативам составляет 29,2 кH, а при фрезеровании концевой фрезой с $z=7\,$ и $D=80\,$ мм $-50\,$ кH. Значения эффективной мощности привода подачи при фрезеровании не превышают $W_s=0.6\,$ кВт. В тяжелых многоцелевых станках значительную долю в тяговом усилии подачи составляют силы трения и силы инерции при разгоне и торможении РО.

С помощью введенной характеристики – коэффициента относительной скорости подачи:

$$K_{hv} = \frac{V_h}{V}. ag{1}$$

можно по диапазону скоростей резания определить *диапазон скоростей подач*, требуемых при обработке различных материалов, в том числе при режимах высокоскоростной обработки.

В результате анализа взаимодействия подсистем ТОМ в рабочем процессе установлены требуемые базовые параметры технических характеристик реечных передач для перемещения РО, включающие:

- величину тягового усилия на уровне 65-80 кН;
- диапазон скоростей рабочих подач в пределах 1-5000 мм/мин;
- величину скорости ускоренного перемещения ≥ 10000 мм/мин;
- диапазон ускорений при разгоне $a \ge 1,47 4,4$ м/с² (0,15 0,45 g).

Автоматизированный привод, реализуемый по схеме следящего привода с замкнутым контуром регулирования, накладывает особые требования к его исполнительному механизму (ИМ). При наличии зазоров в механических передачах в следящем приводе возникают возмущения по нагрузке, а также переменные моменты инерции, что может вызвать автоколебания в системе. Частота собственных колебаний ИМ должна быть не менее 60 Гц. Приведенный момент инерции вращающихся деталей механизма подач должен быть предельно минимальным.

Из известных восьми основных типов реечных преобразователей вращательного поступательное тяжелых станках движения В автоматизированным приводом подачи РО на длину более 3-х метров указанным выше требованиям соответствуют лишь два типа: ортогональные зубчатые реечные передачи (ОЗРП) с устройствами выбора зазоров и создания натяга в зацеплении и впервые создаваемые безлюфтовые червячно-реечные передачи с гидростатической смазкой (ЧРПГС). Для автономных линейных приводов с тяговым усилием до 5 кН могут быть использованы схемы на основе впервые создаваемых волновых реечных передач (ВРП).

Анализ отечественных публикаций по механизмам, преобразующим вращательное движение в поступательное, в курсах деталей машин, по проектированию приводов подач металлорежущих станков показывает, что зубчатые реечные передачи в них рассматриваются, в основном, как разновидность зубчатых цилиндрических передач, в которой одно из звеньев – колесо, зацепляющееся с шестерней, выполнено с бесконечным количеством зубьев. Подразумевается, что многие зависимости по расчету геометрических, кинематических и прочностных характеристик, к.п.д., выведенные для цилиндрических зубчатых передач, можно распространить и на зубчатые реечные передачи, хотя это не очевидно. РП имеют особенности в геометрии зацепления, кинематике, в расчетах на прочностную надежность. Приведенные в справочной и технической литературе рекомендации по проектированию РП весьма приближенные. Уровень точности, установленный ГОСТ 10242-81 на реечные передачи, и соответствующий уровень технологии производства элементов реечных передач, уступают зарубежным.

Для проектирования приводов подач на основе зубчатых РП, как альтернативе приводов подач с ШВП, выдвигаются особые требования к точности реек и жесткости реечной шестерни и ее опор, к характеристикам динамических систем приводов с РП. Впервые создаваемые червячно-реечные передачи с гидростатической смазкой, так же как и ВРП, требуют всесторонних теоретических и экспериментальных исследований и разработки рекомендаций к проектированию преобразователя и привода с его использованием.

Решение этих и других задач является целью данной диссертационной работы.

Во втором разделе представлены результаты теоретических исследований зубчатых РП с ортогональным и неортогональным расположением оси вала шестерни к направлению движения рейки.

На основе рассмотрения картины зацепления косозубого колеса с рейкой (рис.2) получены математические выражения, позволяющие рассчитать: минимальное число зубьев реечной шестерни (по условию отсутствия подрезания при нарезании):

$$z_{min} = \frac{2\cos\beta \cdot (1 - x_1)}{1 - (\cos\alpha_t)^2},\tag{2}$$

коэффициент перекрытия в реечном зацеплении:

$$\varepsilon_{\gamma p} = \frac{\lg \alpha_{a1} - \lg \alpha_{m0}}{2\pi/z} + \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi m},\tag{3}$$

где z,m,b,β — число зубьев, модуль, ширина и угол наклона зуба шестерни $\propto_t = \arctan(\log \infty/\cos \beta), \propto_{a1} = \arctan(\cos \left(\frac{r_b}{r+m(1+x_1)}\right)$ — угол зацепления и угол профиля при вершине зубьев, $\propto_{m0} = \arctan\left[\frac{r \cdot \sin (1-x_1)/\sin x_t}{r_b}\right]$ — угол профиля в точке контакта шестерни с внешней кромкой зуба рейки, r,r_b,x_1 — радиусы делительной и основной окружности шестерни, коэффициент смещения шестерни.

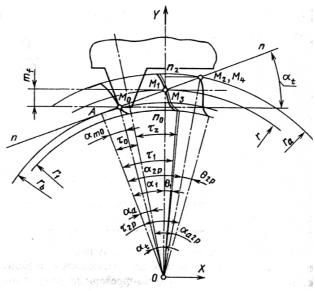


Рис. 2 - Картина зацепления косозубой шестерни с рейкой

Для подбора коэффициента смещения предложено использовать трансцендентную зависимость, полученную из условия равенства коэффициентов удельных скольжений зубьев в реечном зацеплении:

$$(\operatorname{tg} \propto_t)^2 - (\operatorname{tg} \propto_{m0}) \cdot (\operatorname{tg} \propto_{a1}) = 0. \tag{4}$$

Разработана программа расчета суммарной длины контактных линий, находящихся в поле реечного косозубого зацепления, количество которых определяется суммарным коэффициентом перекрытия передачи.

В качестве передаточного отношения в РП i_M следует считать отношение скоростей входного звена $\omega_{\rm mex}$ к линейной поступательной скорости V_n выходного звена. Для ОЗРП i_{M1} и ЧРПГС i_{M2} , соответственно, получены, рад/м:

$$i_{M1} = \frac{\omega_{Mex}}{V_n} = \frac{V_n}{V_n \cdot R} = \frac{1}{R}, \quad i_{M2} = \frac{2\pi}{t},$$
 (5)

где t - шаг витков червяка. РП, в отличие от передач винт-гайка, являются открытыми (не замкнутыми) механизмами. В зацеплении ведущего и ведомого звеньев при создании тягового усилия F_t возникают силы, нагружающие приводное звено и РО. При работе передачи на РО действуют боковая F_E и распорная F_r составляющие сил, определяемые по зависимостям:

$$F_{E} = F_{a} = F_{t} \cdot \operatorname{tg} \beta_{p} + F_{n} \cdot f_{p} \cdot \cos \beta_{p},$$

$$F_{r} = F_{n} \cdot \sin(\alpha_{t} + \rho),$$

$$F_{n} = \frac{F_{t}}{\cos \alpha_{t} \cdot \cos \beta},$$
(6)

где $\rho = \operatorname{arctg}(f_p)$ - угол трения в зацеплении.

Жесткость конечного звена вдоль рейки (ocь X) и поперек рейки (ocь Y) можно выразить зависимостями:

$$C_{xx} = \frac{F_t}{(\delta_1 + \delta_2)\cos\varphi + \delta_3\sin\varphi},$$

$$C_{yx} = \frac{F_t}{(\delta_1 + \delta_2)\sin\varphi - \delta_3\cos\varphi},$$
(7)

где $\delta_1 = \frac{F_t \sin \varphi \cdot (0.5d)^2}{C_k}$, $\delta_2 = \frac{F_t \sin \varphi}{C_{nk}}$, $\delta_3 = F_t \cos \varphi \cdot \left(\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{on}}\right)$, C_k приведенная крутильная жесткость, C_{nk} — жесткость радиальных подшипников, C_o — осевая жесткость упорного подшипника, C_{on} — жесткость промежуточных стыков и деталей.

К.п.д. зубчатой РП может быть оценен по сумме потерь на трение в зацеплении ψ_3 , в подшипниковых опорах ведущего звена ψ_Π и в направляющих ведомого звена ψ_H . Потери на перемешивание масла можно не учитывать из-за малой частоты вращения ведущего звена, а также из-за отсутствия в ряде конструкций РП масляной ванны (смазка – струйная) $\eta = 1 - \psi_3 - \psi_\Pi - \psi_H$.

Расчет по известной методике В.Н.Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева, Е.Г Гинзбурга показал, что коэффициент потерь в зацеплении ортогональных РП изменяется при перемещении РО в широком диапазоне скоростей (0,3-10000мм/мин) незначительно. Также мало изменяется коэффициент потерь в подшипниковых опорах ведущего звена. Основные потери происходят в направляющих, которые при установившемся поступательном движении РО можно определить по соотношению:

$$\psi_H = \frac{F_H}{F_t},\tag{8}$$

где $F_H = N_\Sigma \cdot f_H$ - силы трения в направляющих РО, возникающих от действия усилий в зацеплении ведущего звена с рейкой, N_{Σ} – сумма модулей сил нормального давления на гранях направляющих, f_H - коэффициент трения в направляющих. Величина силы трения в направляющих зависит от их конструктивного (направляющие исполнения скольжения, комбинированные, гидростатические), от форм направляющих, от материалов контактирующих пар, от характера смазки и марки смазочного материала. Для определения сил нормального давления на направляющих, РО можно представить в виде упругого подвеса твердого недеформируемого тела, из равновесия которого определяются реакции уравнений гранях направляющих, как функции сил F_t , F_r , F_B и параметров конструкции x_F , y_F, z_F, L, B . В работе приведены расчетные значения к.п.д. для некоторых типов РП и направляющих.

Приведена методика и программа автоматического построения твердотельных моделей косозубых шестерни и рейки с формированием точной геометрии впадин зубьев путем расчета уравнений огибающих профиля, применяемых для волновых передач. Построение модели выдавливанием впадин по винтовой линии реализовано через SolidWorks Application Programming Interface (API). Программа входит в разработанный модуль САПР Rack&Gear.

В развитие теории анализа контактного взаимодействия звеньев в зубчатых зацеплениях, предложенного В.И. Усаковым, выполнено конечно-элементное исследование многопарного контактного взаимодействия косозубых шестерни и рейки в программном комплексе ANSYS (рис.3).

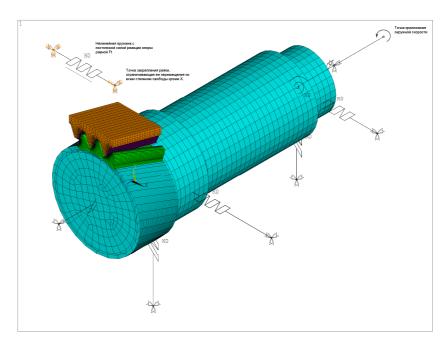


Рис. 3 – Конечно-элементная модель вал-шестерни, используемая при моделировании

На рис.4 приведена общая картина расположения контактактных линий на шестернях в трехпарном и четырехпарном зацеплении, а на рис.5 приведены результаты измерения распределения напряжений, давлений и неравномерности контактных давлений по линиям в двухпарном зацеплении.

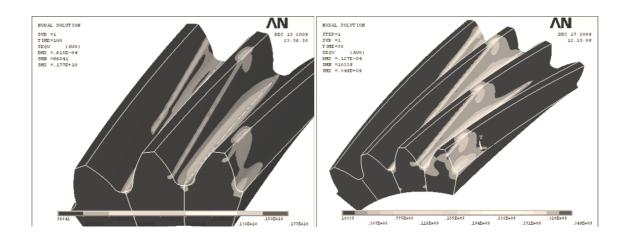


Рис. 4 - Расположение контактных линий на приводных шестернях при трехпарном и четырехпарном зацеплении

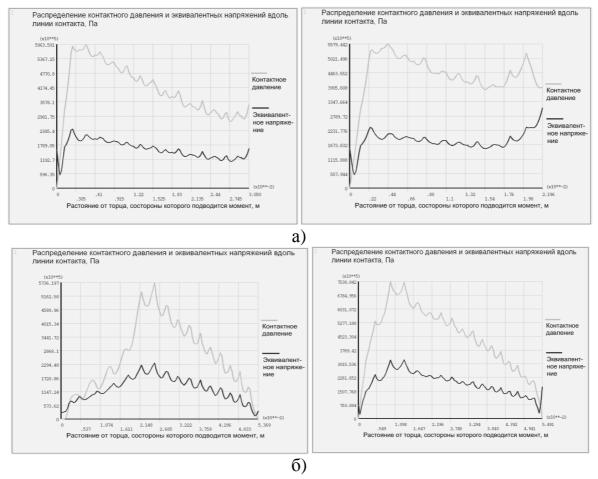


Рис. 5— Распределение напряжений вдоль линии контакта в косозубой передаче в двух угловых положениях $(1,06^0,\,4,39^0)$ шестерни при двупарном зацеплении: а) — для первой пары; б) — для второй пары

Исследования показали необходимость внесения уточнений в ГОСТ 21354-87 по определению расчетного значения коэффициента нагрузки для многопарного зацепления (распределение нагрузки между зубьями и длине контактных линий).

Выполнен анализ жесткости одного потока цилиндрического двухпоточного двухступенчатого редуктора привода подачи тяжелого станка с консольными реечными шестернями, взаимодействующими с разноименными сторонами профилей зубьев рейки. Анализ показал, что в суммарной податливости элементов потока, приведенной к линейному перемещению рейки, податливость его крутильной системы составляет 79 %, главными составляющими которой являются податливости консольного вала с реечной шестерней (85%) и промежуточного вала (12,5%).

Разработана расчетная модель устройства выбора зазоров для зубчатого редуктора, представленная в виде схемы на рис.6-а и диаграмма усилий и деформаций в реечном зацеплении при создании предварительного натяга – в виде схемы на рис.6-б, подобной схеме для затянутого резьбового соединения.

При относительном перемещении звеньев 1 и 2 упругие элементы C_{pz1} и C_{pz2} деформируются, создавая тангенциальные усилия на ведущей I и ведомой II шестернях. Создание предварительного натяга в ветвях редуктора обеспечивает повышение жесткости, приведенной к рейке, и улучшение динамических характеристик привода, но достигается дополнительной нагрузкой на зубья ведущей шестерни.

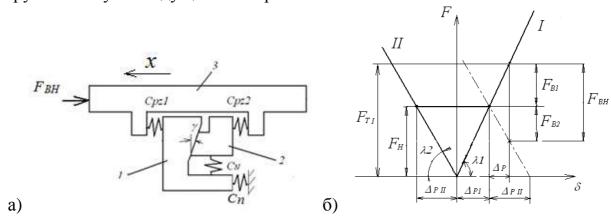


Рис.6 - Модель устройства выбора зазора (a) и диаграмма усилий и деформаций (б) в реечном зацеплении при выборе зазоров

Полное тангенциальное усилие на ведущей шестерне:

$$F_{t1} = F_H + \chi_B F_{BH}, (10)$$

где $\chi_B = \frac{c_{pz1}}{c_{pz1} + c_{pz2}}$. Величина усилия натяга в реечном зацеплении выбирается в пределах $F_H = (0.55 - 0.85)F_{BH}$. Получены математические зависимости для расчета жесткости пружины C_N и ее деформации в редукторе при создании

требуемого натяга в зацеплении, расчета к.п.д. редуктора. Даны рекомендации по выбору усилия натяга.

В третьем разделе изложены разработанные рекомендации по управлению проектированием ИМ следящих реечных приводов РО машин с автоматизированным электроприводом, методика и алгоритмы проектирования конечного звена и привода с ОЗРП.

В системе управления проектированием объекта рассмотрена структура требований технического задания, методы действий на этапе предпроектных НИОКР, подготовки исходных данных на основе требуемых параметров РО, технологического процесса, эксплуатационных требований и характеристик системы управления электроприводом, исходные данные для проектирования передаточного механизма – конечного звена привода и ИМ следящего привода.

Разработана методика определения исходных данных: максимальной внешней продольной силы на рейке; силы предварительного натяга в реечном зацеплении; силы на рейке при ускоренном движении РО; требуемого уровня жесткости системы привода, приведенного к рейке.

При расчете на прочность реечное зацепление, используемое в приводах РО тяжелых станков, отнесено к передачам закрытого типа. Режим нагружения передачи — переменный как по передаваемой нагрузке, так и по частоте вращения шестерни, отнесен к типовому среднему равновероятному по ГОСТ 21354-87. При расчете передачи на выносливость по контактным и изгибным напряжениям эквивалентное суммарное число циклов нагружения определяется с использованием расчетной частоты вращения шестерни по зависимости:

$$n_{p1} = \frac{1000 \cdot D \cdot V_{SP_{MUH}}}{3 \cdot \pi \cdot d_{o}},\tag{11}$$

где D, $V_{SP_{MUH}}$ - диапазон регулирования и минимальная скорость PO, $d_o = 72 + 0.001137 \cdot F_t$ — ориентировочный делительный диаметр шестерни. Учитывая, что максимальные контактные напряжения и удельные скольжения в реечном зацеплении действуют в точках контакта по линии зацепления, соответствующих вершинам зубьев рейки, эти точки выбраны в качестве расчетных.

Предложена формула и соответствующие коэффициенты для проектировочного расчета делительного диаметра реечной шестерни:

$$d_p = \frac{\kappa_{dp}}{\sigma_{HP}} \sqrt{\frac{\kappa_H \cdot F_t}{\psi_{bd}}} \quad , \tag{12}$$

где - $K_{dp} = Z_{\rm E} \cdot Z_{\rm HP} \cdot Z_{\varepsilon P}; \ Z_{\rm E}$ - коэффициент упругих свойств материала, $Z_{HP} = \sqrt{\frac{2 \cdot z_1 \cdot (\cos \beta)^2 \cdot \sin \alpha_t}{[z_1 \cdot (\sin \alpha_t)^2 - 2 \cdot \cos \beta \cdot (1 - x_1)]}}, \ Z_{\varepsilon p} = \sqrt{\frac{1}{0.9 \cdot \varepsilon_{\alpha p} + 0.038 \cdot \varepsilon_{\beta p}}}$ - коэффициенты формы зуба и длины контактных линий, ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни, принимаемый в пределах 0,5-0,7 от d_p , K_H - коэффициент нагрузки, σ_{HP} - допускаемое контактное напряжение, F_t - расчетное тяговое усилие.

В предложенном алгоритме проектирования зубчатой реечной передачи используется последовательность процедур, общепринятая для зубчатых цилиндрических передач. Алгоритмом предусмотрено в проектировочном расчете определение геометрических размеров шестерни и рейки, модуля зацепления, числа зубьев шестерни, качественных характеристик передачи, количества и суммарной длины контактных линий.

Для оптимизации значений параметров конструкции конечного звена была разработана программа многопараметрического поиска по расчетной модели в виде двухопорного вала-шестерни, взаимодействующего с массой рабочего органа. Для генерации параметров оптимальной передачи была принята составная целевая функция:

$$\frac{f_0}{2500} + \frac{k_{\varepsilon}}{0.7} - \frac{d_1}{135} - \frac{K_H}{1.5} \to max,\tag{13}$$

где в числителях: f_0 - парциальная частота, k_ε - коэффициент среднего изменения длины контактных линий, d_1 — делительный диаметр, K_H — коэффициент нагрузки. Числа в знаменателях — средние ожидаемые значения, уравновешивающие размерности параметров составляющих оценочную функцию. При поиске глобального максимума целевой функции использовался метод покоординатного спуска. Варьируемыми параметрами являлись: модуль, число зубьев, угол наклона зуба, коэффициент смещения, ширина венца шестерни при выбранных значениях жесткости опор J1, J2, крутильной жесткости привода J3, массе рабочего органа m_p и размерах вала.

В соответствии с предложенными алгоритмами разработан программный модуль Rack&Gear проектирования приводного поступательного модуля — шестерни и рейки.

четвертом разделе приведены результаты исследовательских, проектно-конструкторских и технологических работ по впервые создаваемому опытно-промышленному образцу червячно-реечной передачи гидростатической смазкой (ЧРПГС) для привода стола продольного фрезернорасточного станка с контурной системой ЧПУ (модель 6М610Ф3). Винтовые элементы ЧРПГС с целью обеспечения требований высокой несущей способности и жесткости слоя смазки в зацеплении, минимизации распорного и тангенциального усилий, возникающих в передаче, а также технологичности при обработке, выполнены со специальным профилем. В соответствии с рекомендациями, разработанными Е.С.Артюховым в сотрудничестве с НПО ЭНИМС, угол профиля принят равным 15^{0} , высота профиля резьбы составляет 0,8 от шага Р, осевой расчетный зазор между витками червяка и рейки – 0,05 мм, внешний диаметр червяка D = 200 мм, шаг резьбы P = 30 мм. На рабочих поверхностях витков резьбы червяка выполнены углубления – карманы, которые с помощью радиальных отверстий соединяются с продольными отверстиями в теле червяка, подводящим смазку под давлением в зону зацепления. На рабочих поверхностях витков резьбы чугунной рейки нанесен слой полимерной композиции, обеспечивающий при формовке мастер-

червяком эквидистантность винтовых профилей. Подача смазки в продольные отверстия червяка по системе насос-карман осуществляется с помощью распределителей, установленных с двух торцевых сторон червяка. В этих же карманы распределителях выполнены ДЛЯ гидростатических упорных (рис.7). обеспечения подшипников Для эквидистантности винтовых поверхностей червяка и рейки на всей длине перемещения РО направляющие стола были выполнены в замкнутом гидростатическом исполнении.

По известным зависимостям были определены расчетные значения характеристик на червяке и упорных подшипниках: тягового усилия, давления смазки на рабочих поверхностях, жесткости, а для передачи - кинематические и силовые характеристики, ожидаемый нагрев смазки, к.п.д.

На основе известной зависимости для коэффициента демпфирования в упорных подшипниках предложена аналитическое выражение для расчета коэффициента демпфирования в слое смазки червячно-реечного зацепления:

$$\zeta = 0.3 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{\mu}{h^3} \cdot \frac{\alpha_0 z}{4} \cdot \left[r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4 - \frac{(r_4^2 - r_3^2 + r_2^2 - r_1^2)^2}{\ln(\frac{r_4 \cdot r_2}{r_3 \cdot r_1})} \right] \cdot n, \tag{14}$$

где h -толщина слоя смазки, \propto_0 - угол опорного сектора, z – количество витков, n – количество карманов на витке червяка.

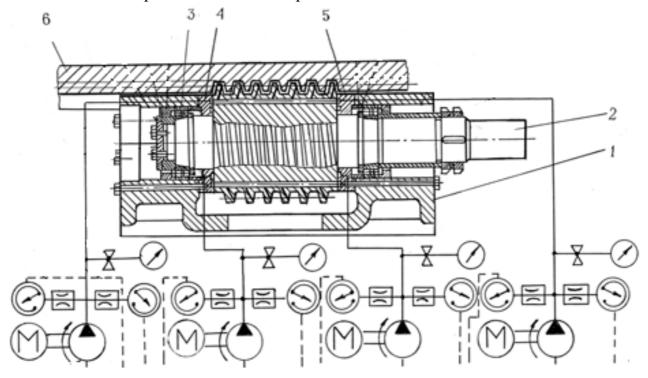


Рис.7 - Конструкция ЧРПГС с системой питания «насос – карман»: 1 – корпус с отъемными крышками, 2 – червяк с гидростатическими карманами, 3 – высокоточные роликовые подшипники, 4,5 – смазкораспределители в сочетании с гидростатическими упорными подшипниками, 6 –рейка с полимерным профилем витков

В принятой конструкции ЧРПГС из-за ограниченности размеров эффективная площадь подпятника на $\approx 30\%$ меньше эффективной площади

червячного зацепления вследствие чего замкнутый гидростатический упорный подшипник может воспринимать осевую нагрузку лишь до $F_t = 60$ кH.

Предложена зависимость для определения боковой составляющей силы в зацеплении, возникающей от разности давлений на нагруженной и разгруженной сторонах профилей ЧРПГС, как открытой передачи:

$$F_{E} = 2 \int_{0}^{\alpha/2} F_{\tau\alpha} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot d\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot F_{e} \cdot \operatorname{tg} \lambda \cdot (p_{k1} - p_{k2}) \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) , \qquad (15)$$

где $F_{ au \propto} = F_e \cdot \operatorname{tg} \lambda \cdot (p_{k1} - p_{k2})$ - тангенциальная составляющая силы в реечном зацеплении.

Введена характеристика конечного звена привода подачи – приведенное к ведущему валу значение момента инерции для 1000 кг поступательно перемещаемой массы РО:

$$J_{np(1000)} = 1000 \cdot \left(\frac{V_{yck}}{\omega_{max}}\right)^2.$$
 (16)

Для ЧРПГС $J_{np(1000)} = 0.025 \text{ кгм}^2$.

Расчетом установлено, что несущая способность передачи в данном конструктивном исполнении зависит от величины скорости РО. При повороте червяка вокруг оси и выходе карманов червяка из зоны зацепления с рейкой продольные и радиальные отверстия (каналы) выходят из сектора распределителя смазки и входят в его сектор, где давление смазки должно быть равно атмосферному. Однако, масса смазки под действием центробежных сил создает в продольных и наклонных радиальных отверстиях избыточное давление, под действием которого оно выдавливается из червяка. При подходе порожних каналов к зоне зацепления требуется время для их заполнения смазкой и создания давления, что ограничивает быстродействие передачи.

Расчетные характеристики ЧРПГС, как конечного звена привода подачи, приведены в табл.1

Расчетные характеристики опытной ЧРПГС Таблица 1 Характеристика Размерность Значение Усилие тяговое 80 (60) кН Усилие распорное кН 21,48 Усилие боковое кН 5,68 Момент крутящий Нм 403 на валу червяка $\overline{\text{Частота вращения при } V_{yck}} = 10 \text{ м/мин}$ мин-1 312,5 (c^{-1}) (32,72) (ω_{max}) _M/c Скорость скольжения в зацеплении 2.8 Передаваемая мощность Вт 6600 Передаточное отношение Рад/м 196,3 99 КПД % 435 (580) Жесткость продольная Н/мкм Жесткость поперечная Н/мкм 2060

Приведена методика проектирования механического привода для перемещения рабочего органа с ЧРПГС, включающая: подбор регулируемого электродвигателя подачи, подбор передаточного числа редуктора и синтез его кинематической схемы.

В пятом разделе приведены результаты расчетных исследований динамических систем стационарно установленного привода стола с ЧРПГС, подвижного привода с зубчатыми РП и устройством выбора зазоров, установленного на РО, а также результаты экспериментальных исследований впервые созданного опытно-промышленного образца ЧРПГС, установленного в приводе подач стола станка с ЧПУ мод. 6М610Ф3.

Динамическая система стола станка на гидростатических направляющих с приводом от стационарно установленной ЧРПГС построена в результате анализа парциальных частот стола, как твердого тела призматической формы, имеющего 6 степеней свободы. При расчете частот использовались экспериментальные данные по жесткости направляющих станка и осевой жесткости ЧРПГС. На основании полученного спектра парциальных частот (Гц):

$$f_{px}=47.3-54.5, f_{py}=92, f_{pz}=179.8;$$

 $f_{p\varphi x}=113.5, f_{p\varphi y}=179.2, f_{p\varphi z}=88,$

разработана плоская расчетная схема динамики привода стола (рис.8)

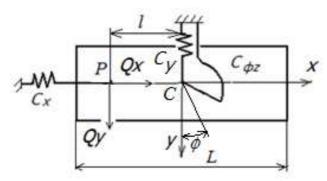


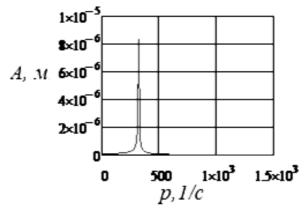
Рис. 8 - Динамическая модель привода стола с ЧРПГС

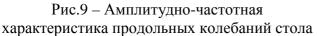
Центр масс стола (точка C) в данном случае совпадает с центром его жесткости. Точка P взаимодействия конечного звена привода с рейкой стола отстоит от центра жесткости на расстояние l. В этой точке действует сила Q_x пропорциональная силе трения в направляющих, и боковая сила Q_y , как составляющая силы Q_x . Боковая сила Q_y вызывает не только смещение стола по оси y но и его поворот вокруг центра жесткости по координате φ .

Уравнения вынужденных колебаний стола без установленного на нем изделия представляют собой систему из трех не связанных друг с другом дифференциальных уравнений, на которые воздействуют составляющие сил в зацеплении по обобщенным координатам. Амплитудные значения установившихся колебаний стола по координате X определим по известной методике, используя выражение

$$A = \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_x^2 - p^2)^2 + 4 \cdot \varepsilon_x^2 \cdot p^2}} ,$$

где $f_0 = \frac{Q_1}{m_x}$ - вынуждающее ускорение, ω_x - собственная круговая частота системы по координате x, m_x , кг — масса стола, $\varepsilon_x = \zeta_x/(2 \cdot m_x)$ - коэффициент затухания, ζ_x , $\frac{\text{Hc}}{\text{м}}$ —коэффициент эквивалентного демпфирования ЧРПГС, p- возбуждающая круговая частота. На рис.9 приведен график амплитуды колебаний стола при изменении значения возбуждающей частоты в диапазоне 0-235 Гц. При амплитудном значении усилия гармонического воздействия $Q_1 = 48\,\text{H}$ (трение) устанавливается амплитуда вынужденных колебаний 8 мкм на частоте 50,6 Гц. Амплитуда колебаний очень чувствительна к изменению коэффициента демпфирования по координате: при уменьшении коэффициента демпфирования в 2 раза амплитуда вынужденных колебаний возрастает более чем в 2 раза.





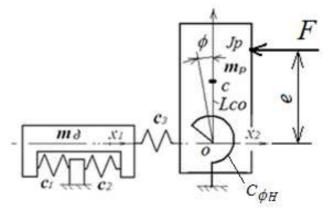


Рис.10 - Двухмассовая динамическая модель механической системы привода стойки

Для оценки динамики подвижного зубчатого реечного привода с устройством выбора зазора в зацеплении при перемещении РО, выполненного в виде колонны, несущей фрезерно-расточную бабку, предложена динамическая состоящая из плоской подсистемы с двумя поступательно модель, движущимися массами по координате X (рис.10), в которой вторая масса колеблется также и по угловой координате φ . Масса m_{∂} приведенную массу ротора двигателя и массу кинематической цепи между ротором и рейкой. Жесткости C_1 и C_2 , моделируют упругость кинематической цепи между ротором двигателя и рейкой (заделкой). Модель учитывает устройство выбора зазора в реечном зацеплении. Одновременно масса m_{∂} связана с основной массой рабочего органа m_n через жесткость C_3 , моделирующей электромагнитную связь ротора со статором двигателя.

Угловые колебания стойки (с моментом инерции J_p) в вертикальной плоскости при ее перемещении по направляющим моделируются жесткостью $\mathcal{C}_{\varphi H}$ и угловой координатой φ .

Уравнения движения системы при вынужденных колебаниях имеют вид:

$$\begin{bmatrix}
m_{\partial} & 0 & 0 \\
0 & m_{p} & -m_{p}L_{co} \\
0 & -m_{p}L_{co} & m_{p}L_{co}^{2} + J_{p}
\end{bmatrix}
\begin{pmatrix}
\ddot{x}_{1} \\
\ddot{x}_{2} \\
\ddot{\varphi}
\end{pmatrix} +
\begin{bmatrix}
C_{1} + C_{2} + C_{3} & -C_{3} & 0 \\
-C_{3} & C_{3} & 0 \\
0 & 0 & C_{\varphi H}
\end{bmatrix}
\begin{pmatrix}
x_{1} \\
x_{2} \\
\varphi
\end{pmatrix} =
\begin{pmatrix}
0 \\
-F \\
F \cdot e
\end{pmatrix}$$
(17)

Параметры динамической системы определены приближенно в соответствии с каталожными данными фрезерно-расточного станка мод. НС231Ф4.

По данным расчетов собственная частота продольных колебаний РО, при всех положениях шпиндельной бабки на стойке, устанавливается на уровне \approx 40-45 Гц, что является удовлетворительным результатом. Эта частота зависит, в основном, от передаточного отношения привода, влияющего на приведенную к реечной шестерне массу ротора двигателя m_{∂} . В реечном зацеплении частота колеблется на уровне 81-140 Гц. Собственная частота колебаний стойки при принятом значении поворотной жесткости гидростатических направляющих почти не зависит от положения бабки на стойке и устанавливается на низком уровне (≈ 11 Гц.).

Экспериментальные исследования ЧРПГС выполнялись непосредственно на опытном образце станка мод. $6M610\Phi3$, где передача была встроена в приводе подачи стола.

Экспериментальные исследования показали:

- точность обработки соответствует нормативным требованиям отклонения некруглости окружностей при контурной обработке фрезой комплексного контрольного образца составили 0,05 мм при допуске 0,06 мм, а неконцентричности четырех окружностей – 0,02 мм при допуске 0,03 мм; точность образцов, обработанных на фрезерно-расточном станке мод 6М610Ф3, оказалась на 16...20% выше аналогичных образцов, обработанных на многоцелевом 6М610МФ4, приводе станке МОД В стола которого использовалась передача винт-гайка качения;
- виброустойчивость станка при подаче столом от ЧРПГС удовлетворительная при фрезеровании чугунных болванок торцевыми и концевыми фрезами при резании с расчетной силой от 0,5 до 50 кН амплитуды колебаний стола составили 6 21 мкм, что в 1,6 2,5 раза ниже амплитуд колебаний при фрезеровании подачей бабкой с приводом от ШВП;
- при движении стола на холостом ходу в диапазоне скоростей от 22 до 3000 мм/мин (0,73...100 об/мин червяка) амплитуды продольных колебаний стола не превышают 8 мкм;
- значение к.п.д. ЧРПГС соответствует теоретическому значению $\eta = 0.99$;

- жесткость гидростатического зацепления червяк-рейка составила $j_{yp} = 2750 \dots 3750 \text{ H/мкм}$, что превышает расчетное значение;
- жесткость привода подачи стола в целом для осевой силы 30 кН соответствует расчетному значению $J_{30}=375\dots667$ Н/мкм, (435...580 Н/мкм); однако этот уровень жесткости для передачи низок: в гидростатическом упорном подшипнике расчетный зазор выбирается при усилии 20-38 кН и в рабочем режиме передачи при достижении осевой силы 60-65 кН возникает режим смешанного трения;
- в отличие от приводов с передачей винт-гайка качения, жесткость привода с ЧРПГС с увеличением нагрузки, приложенной к столу, снижается на 17-20% от первоначального значения;
- несущая способность ЧРПГС в данном конструктивном исполнении (подвод смазки через червяк) оказалась зависимой от частоты вращения червяка. При частотах вращения червяка более 100 мин⁻¹, что соответствует скорости перемещения стола 3000 мм/мин, наблюдалось падение давления смазки в гидростатических карманах передачи, существенно снижающее ее несущую способность;
- при работе станка без нагрузки и с нагрузкой наблюдается повышение температуры смазочного масла в реечном зацеплении и гидростатических направляющих стола (рис.11), оказывающее существенное влияние на эксплуатационные характеристики передачи, точность станка и качество обрабатываемых деталей. В процессе испытания и отладки конструкции станка в систему смазки была встроена холодильная установка ХМ СОЖ-4, с помощью которой удалось стабилизировать температуру на уровне 21,8°C, и обеспечить требуемые параметры точности станка и обрабатываемых деталей.

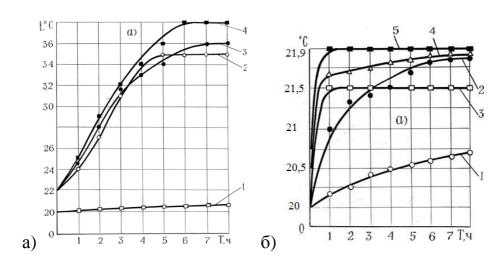


Рис.11- Рост температуры смазочного масла при непрерывной работе станка вхолостую: а) –исходное состояние; б) – с холодильной установкой ХМ СОЖ-4 1 – окружающая среда; 2,3- основная и промежуточная станции смазки; 4- зона ЧРПГС; 5- магнитный фильтр

В процессе испытания и отладки конструкции станка было найдено решение по существенному повышению осевой жесткости конечного звена,

путем введения упорных роликовых подшипники, работающих параллельно с гидростатическими подшипниками.

В соответствии с решением НТС отрасли станкостроения для организации централизованного производства ЧРПГС требуется разработка методик проектирования и технологии производства передачи, доработка конструкции, учитывающих опытную и промышленную эксплуатацию опытных образцов, теоретические и экспериментальные разработки по повышению жесткости и быстроходности механизма.

В шестом разделе приведена методология синтеза впервые созданной волновой реечной передачи (ВРП) и создания на ее основе устройства линейного перемещения рабочих органов (УЛП), в том числе для ввода движения в герметичное пространство.

Отличительной особенностью ВРП являются:

- фазовый сдвиг взаимодействующих с рейкой толкателей друг относительно друга на угол пропорциональный числу толкателей Z, т.е. $\varphi_0 = 2\pi/Z$; установка в корпусе механизма толкателей с шагом P_T , отличающемся от шага клиновых зубьев рейки P_P на величину $\Delta T = P_T P_P = P_P(K_T \pm \frac{1}{Z})$, где $K_T = 1,2,...$ целое число;
- каждый из толкателей перемещается в корпусе движителя в соответствии с диаграммой, представленной на рис.12, на которой можно выделить три участка на фазе подъема и три на фазе опускания.

Контакт толкателей с рейкой осуществляется лишь на прямолинейных – активных участках хода толкателя h_a : 1-2 (фаза подъема) и 4-5. (фаза опускания). За счет фазового сдвига толкателей осуществляется перекрытие: при Z=6 в зацеплении постоянно находятся два толкателя.

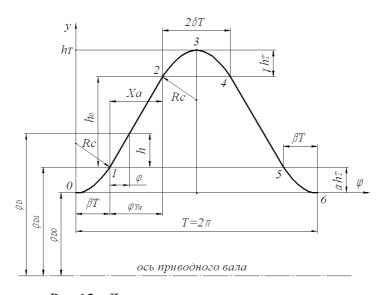


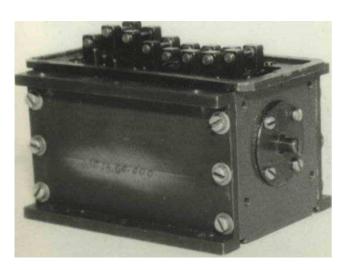
Рис.12 - Диаграмма движения толкателя

Рабочая часть толкателя, взаимодействующая с рейкой, может быть выполнена либо в виде ролика, либо в виде зубчатой гребенки. В последнем случае резко увеличивается коэффициент перекрытия, плавность движения рейки и тяговое усилие.

Составлена классификационная схема исполнений ВРП. Получены базовые математические зависимости для геометрического синтеза, параметров ВРП и диаграммы движения ее толкателей, силового расчета, оценки к.п.д. и ресурса.

ВРП с зубчатыми толкателями обладают лучшими характеристиками по тяговому усилию на рейке, передаточному числу, жесткости. Но имеют меньшую (на 5-15%) величину к.п.д. Контактные напряжения и жесткость изменяются в них циклически пропорционально площади контакта взаимодействующих зубьев.

Изготовлены опытные образцы ВРП с роликовыми толкателями и трехкоординатный транспортный манипулятор с их использованием (рис.13), на которых выполнены исследования кинематики, жесткости, к.п.д., тяговой способности.



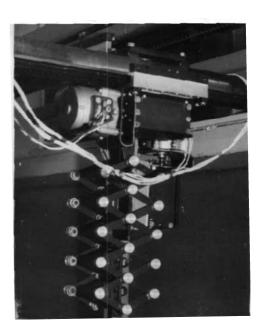


Рис. 13 - Экспериментальный волновой реечный механизм и транспортный манипулятор с волновыми реечными механизмами.

Исследования геометрических и кинематических характеристик выполнялись на измерительной машине фирмы Карл Цейсс и координатно-измерительной машине КМZ-W фирмы Маузер. На рис.14 приведен график полученной при этом внутришаговой погрешности выходного звена опытного образца механизма. Накопленная внутришаговая погрешность выходного звена составила 250 мкм, что несколько ниже ожидаемой по составляющим погрешностей элементов кинематической цепи механизма (погрешности фазовой установки кулачков, направляющих толкателей, шагов зубьев рейки), изготовленного в примитивных условиях.

По результатам испытаний роликового ВРП на стендах получены характеристики тягового усилия (125 H), жесткости на РО (1,7 H/мкм), к.п.д. при максимальной нагрузке (0,75-0,8).

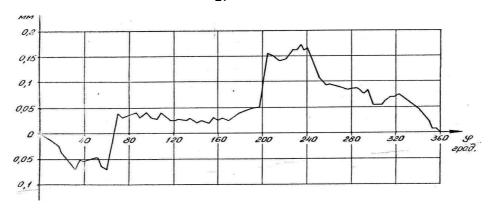


Рис.14 - Внутришаговая погрешность выходного звена опытного образца ВРП Теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать методику проектирования ВРП и устройства линейного перемещения на его основе с устройством выбора зазора в реечном зацеплении и установкой разделительной мембраны между толкателями и корпусом модуля для герметизированного исполнения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе получены следующие основные результаты.

- 1. Впервые систематизированы и уточнены на основе взаимодействия рабочем процессе рассматриваемых подсистем TOM тяжелых базовые многоцелевых станков технические показатели исполнительного механизма реечного поступательного следящего привода, включающие:
 - величину тягового усилия на уровне 65-80 кН;
 - диапазон скоростей рабочих подач в пределах 1-5000 мм/мин;
 - величину скорости ускоренного перемещения ≥ 10000 мм/мин;
 - диапазон ускорений при разгоне $a \ge 1,47 4,4 \text{ м/c}^2 (0,15 0,45 \text{ g}).$
- 2. Определены новые методы и математические зависимости для геометрического, кинематического и силового анализа ортогональной реечной передачи в составе следящего привода подачи РО тяжелого станка, характеристики позволяющие рассчитывать базовые передачи при проектировании, в том числе с применением разработанных программных а также новых моделей конечно-элементного моделирования контактного взаимодействия косозубой консольной вал-шестерни с рейкой в программном комплексе ANSYS, позволившие установить необходимость уточнения расчетного коэффициента нагрузки ГОСТ ПО 21354-87 многопарном зацеплении по распределению нагрузки между зубьями и длине контактных линий.
- 3. Создана математическая модель и метод расчета устройства выбора зазоров и создания натягов в реечном приводе, учитывающих упругую связь в реечном зацеплении и упругость натяжного устройства, позволяющие при проектировании определять требуемую суммарную жесткость привода по заданным допустимом смещении РО и внешнем воздействии, минимальную и максимальную величину предварительного натяга в зацеплении.

- 4. Созданы математическая модель многопараметрической оптимизации конструкции конечного звена реечного привода консольной косозубой валшестерни, установленной на подшипниковых опорах, по составной целевой функции, максимизирующей значение парциальной частоты системы и коэффициент среднего изменения длины контактных линий, а также минимизирующей делительный диаметр и коэффициент нагрузки.
- 5. Разработаны модели и методы исследования динамических процессов установившегося движения РО технологических обрабатывающих модулей с приводами от зубчатых реечных передач с устройствами выбора зазоров и создания предварительного натяга в зацеплении и безлюфтовых червячнореечных передач с гидростатической смазкой, позволяющие с использованием разработанных программ обеспечивать подбор параметров динамических систем (положение центра масс, расчетные инерционно-массовые, упругие и демпфирующие параметры) и достижение требуемых амплитудно-частотных характеристики ТОМ на стадии проектирования.
- 6. Впервые в отечественной практике совместно с НПО ЭНИМС создана червячно-реечная передача с гидростатической смазкой (ЧРПГС), защищенная охраноспособными документами, позволившая на ее основе разработать и освоить конструкции тяжелых многоцелевых станков с контурной системой ЧПУ. Станок мод. 6М610Ф3 со встроенной ЧРПГС показал хорошие результаты при обработке стандартных образцов деталей, при исследовании нагрузочной способности и жесткости, экспонировался на ВДНХ СССР, и отмечен серебряными медалями. Три модели станка с приводом от ЧРПГС уже около 30 лет успешно эксплуатируются в авиапромышленности (ОАО АВИАСТАР, г. Ульяновск), сохраняя паспортную точность.
- 7. Впервые создана конструкция волновой реечной передачи (ВРП) с дискретным ортогональным взаимодействием промежуточных роликовых и зубчатых звеньев- толкателей с зубьями рейки для линейного привода рабочего охраноспособными защищенная документами, теоретические экспериментальные исследования которой на специальных стендах с использованием точного контрольно-измерительного И универсальных электроизмерительных приборов и оборудования позволили сделать вывод о работоспособности принятой схемы ВРП и возможности создания на ее основе герметичных вводов линейного перемещения. Созданные методика расчета и синтеза ВРП позволили выполнить проектирование изготовление И манипулятора - перегрузчика.
- 8. Разработан программный модуль Rack&Gear автоматизированного проектирования ортогональной косозубой зубчатой реечной передачи по критерию прочностной надежности и жесткости контактного взаимодействия звеньев с учетом действующих скоростей и ускорений поступательных перемещений выходного звена, построения твердотельных моделей косозубой шестерни и рейки с точным профилем рабочих поверхностей зубьев, защищенный свидетельствами РФ на программы ЭВМ, обеспечивающий достижение требуемых параметров проектных решений и сокращение сроков конструкторской подготовки производства приводов.

- 9. Результаты исследования позволяют:
- разработать рекомендации по проектированию с применением полученных зависимостей, реализованных в модуле САПР Rack&Gear, механические системы с зубчатыми реечными передачами для приводов подачи РО тяжелых машин с тяговым усилием на уровне 65-80 кН и рекомендуемым расчетным ресурсом $L_h \approx 14600$ часов при диапазоне скоростей перемещения 1-10000 мм/мин;
- определить для привода с зубчатыми реечными передачами с выбором зазоров в зацеплении требуемый уровень жесткости механической системы при расчете амплитудно-частотных характеристик проектируемого привода;
- откорректировать в сторону ужесточения требования к уровню точности, установленному ГОСТ 10242-81, и соответствующему уровню технологии производства элементов реечных передач;
- повысить технические характеристики ЧРПГС по быстродействию и тяговой способности путем устранения выявленных в процессе опытно-промышленной эксплуатации конструктивных и технологических недоработок и организовать централизованное производство передачи;
- разработать конструкции вводов линейного перемещения (в том числе герметичных) для использования в машинах для раскроя материалов и автоматизации различных вспомогательных работ.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

В изданиях по списку ВАК:

- 1. **Лимаренко, Г. Н**. Проектирование механических приводов и моделирование их динамики./ М.П. Головин, Г.Н. Лимаренко, А.Н. Щепин // СТИН. № 10, 2002, с.-7-11.
- 2. **Лимаренко, Г.Н.** Геометрия зацепления в ортогональной зубчатой реечной передач / Г.Н. Лимаренко, С.И. Мальковский // Вестник машиностроения. 2009, №1, с.-11-15.
- 3. **Лимаренко, Г.Н.** Программный комплекс для синтеза ортогональной зубчато-реечной передачи./ Г.Н. Лимаренко, С.И. Мальковский // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2010, №4, с.-16-22.
- 4. **Лимаренко, Г.Н**. Некоторые особенности синтеза зубчатых реечных передач для поступательных приводов станков./ Г.Н.Лимаренко // СТИН. 2010,№4, с.-10-13.
- 5. **Лимаренко, Г.Н.** Стенд для исследования устойчивости движения стола продольного строгально-фрезерного станка / Г.Н.Лимаренко //Станки и инструмент, №7 1967, с.-24-26-
- 6. **Лимаренко, Г.Н.** Червячно-реечная передача с гидростатической смазкой в продольном фрезерно-расточном станке с ЧПУ/ Е.С. Артюхов, А.Д.Герасимов, Г.Н.Лимаренко // Станки и инструмент. 1979, №10, с.-27.
- 7. **Лимаренко, Г.Н.** Гидростатические направляющие стола тяжелого продольно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ/ Е.С. Артюхов, Г.И. Айзеншток,

- И.И. Вовнейко, Г.Н. Лимаренко, М.М. Лаптик, В.А. Яковлев // Вестник машиностроения. 1980, №11 с.26-28.
- 8. **Лимаренко, Г.Н.** Исследование некоторых характеристик волнового реечного механизма / Г.Н. Лимаренко, Н.В. Василенко // Вестник машиностроения. 1984. №3, с. 28-32.
- 9. **Лимаренко, Г.Н.** Синтез геометрических параметров зацепления реечного механизма с волновым характером взаимодействия звеньев / Г.Н. Лимаренко, Н.В. Василенко. //Известия вузов. Машиностроение. 1986, №2, с. 67-71.

В других центральных и региональных изданиях:

- 10. **Лимаренко, Г.Н.** Устойчивость движения столов тяжелых станков. В кн. Расчет и конструирование металлорежущих станков./ А.С. Проников // М.: Высшая школа. 1968. с.-226-230.
- 11. **Лимаренко, Г.Н.** Реечная передача, работающая по принципу бегущей волны /Г.Н. Лимаренко. // Межвузовский сб. Теория машин металлургического и горного оборудования. Вып.9. Свердловск, 1985, с. 94-99.
- 12. **Лимаренко, Г.Н** Высокоточный транспортный автоматический манипулятор с электрическим приводом модели ОЛП 15 / Н.В.Василенко, Г.Н.Лимаренко, Н.И.Щелок // Информационный листок № 50-86. Серия Р 55.29.35 Красноярск: ЦНТИ, 1986. -3 с.
- 13. **Лимаренко, Г.Н.** Волновые поступательные механизмы для приводов транспортных роботов ГАП /Г.Н. Лимаренко, И.Э. Лепп., А.Н. Новиков // IV Всесоюзное совещание по робототехническим системам: (Мат-лы совещания, Киев 27-29 октябрь, 1987 г.). Киев, 1987.-Ч.І. с.-223-224.
- 14. **Лимаренко, Г.Н.** К выбору оптимальных параметров герметичного волнового поступательного привода неограниченного перемещения / Г.Н. Лимаренко.//Устройства и системы автоматики автономных объектов.- Материалы краевой научно-технической конференции, Красноярск. 1987. с.- 132.
- 15. **Лимаренко, Г.Н.** Разработка методов расчета и проектирования волновых реечных механизмов для поступательных приводов робототехники: дис. ...канд. техн. наук: 05.02.18: защищена 14.04.1988: утв. 10.08.1988 / Лимаренко Герольд Николаевич.- Красноярск.,1988.- 218 с.- Библиогр.: С.203 215.
- 16. **Лимаренко, Г.Н.** Рычажно-реечный волновой механизм / Г.Н.Лимаренко, М.П.Яроцкий, А.А. Соломкин и др. // Мат-лы межвухзовской научно-методической конференции с международным участием : «Проблемы техники и технологии XXI века». 1990.
- 17. **Лимаренко, Г.Н.** Параметрический синтез герметичной волновой реечной передачи / Г.Н. Лимаренко, А.П. Баран, М.П. Яроцкий М.П.и др. // Мат-лы научно-методической конференции: «Материалы, технологии и конструкции». Красноярск, САА, 1995.
- 18. Лимаренко, Г.Н. Циклическое изменение параметров упругой системы волнового реечного механизма / Г.Н. Лимаренко, А.А. Соломкин, А.А Васин

- //Вестник Красноярского государственного технического университета, КГТУ. Вып.7. Сер. «Машиностроение, транспорт». Красноярск, 1997, с.-116-120.
- 19. **Лимаренко, Г.Н.** Динамика машин и приводов: Учеб. пособие / Г.Н.Лимаренко.// Красноярск: Изд-во КГТУ, 1997.- 219 с.
- 20. **Лимаренко, Г.Н.** Уравновешивание генератора волн волнового реечного механизма./Г.Н. Лимаренко, А.А. Соломкин. //Вестник КГТУ, Вып.15 Отв. ред. Е.Г.Синенко. Красноярск: КГТУ, 1999, с.-105-110.
- 21. **Лимаренко, Г.Н.** К расчетному определению динамических характеристик экспериментального стенда волнового реечного механизма/ А.А. Соломкин, Г.Н. Лимаренко. // Мат-лы краевой научно-технической конференции: «Молодежь и наука третье тысячелетие», Красноярск, 1999.
- 22. **Лимаренко, Г.Н.** Автоматизированное проектирование и моделирование динамики механических приводов / М.П. Головин, Г.Н. Лимаренко// Конструкторско-технологическая информатика 2000: Труды конгресса. В 2-х томах, Т.1: IV международный конгресс. М.: Изд-во «Станкин», 2000 с.145-148.
- 23. **Лимаренко, Г.Н**. Функция положения волнового реечного механизма с эксцентриковым генератором волн / Г.Н. Лимаренко, А.А. Соломкин.// Вестник КГТУ Вып. 22: Отв. ред. Е.Г.Синенко. Красноярск: КГТУ, 2001, с.-31-35.
- 24. **Лимаренко, Г.Н**. Динамический анализ транспортного манипулятора с волновым реечным приводом / Г.Н. Лимаренко, А.А. Соломкин, Н.А. Колбасина, И.В. Кудрявцев // Транспортные средства Сибири: сб. научных трудов с международным участием под общей редакцией С.П. Ереско. Красноярск: ИПЦ КГТУ, Вып.8, 2002, с.-319-326.
- 25. **Лимаренко, Г.Н.** Геометрический синтез волновой реечной передачи с эксцентриковым генератором / Г.Н.Лимаренко, А.А.Соломкин, М.В.Шевчугов // В сб.: Проблемы машиностроения и новые материалы (Борисовские чтения): материалы Всероссийской научно-технической конференции с международным участием, 14-16 сентября 2006 г., Красноярск. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006, с.- 109-14.
- 26. **Лимаренко, Г.Н**. Динамика машин. Анализ динамического качества механических приводов при проектировании: Учебное пособие / Г.Н. Лимаренко, А.Н. Щепин, М.П. Головин, Н.А. Колбасина, М.В. Шевчугов. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. -124 с.
- 27. Лимаренко, Г.Н. Проектирование волнового реечного механизма с кулачковым приводом./Г.Н. Лимаренко, М.В. Шевчугов// В материалах 7-й международной конференции «Системы проектирования, технологической подготовки производства этапами И управления жизненного промышленного (CAD/CAM/PDM продукта 2007)»/ E.H. Под ред. Артамонова.- М.: Институт проблем управления РАН, 2007, с.-178-181.
- 28. **Лимаренко, Г.Н.** Расчет контактных напряжений в зацеплении реечной передачи с эксцентриковым приводом / М.В. Шевчугов, В.С. Скачков, Г.Н. Лимаренко // Машиностроение: сб. науч. тр.- отв. ред. Е.Г.Синенко.-Красноярск; Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007, с.-147-150.

- 29. **Лимаренко, Г.Н.** Анализ кинематических погрешностей реечного механизма с эксцентриковым приводом / Г.Н. Лимаренко, М.В. Шевчугов // Машиностроение: сб. науч. тр.- отв. ред. Е.Г.Синенко.- Красноярск; Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007, с.-76-80.
- 30. **Лимаренко, Г.Н**. Методика расчетного определения к.п.д. реечных передач для приводов машин / Г.Н.Лимаренко // Машиностроение: сб. науч. ст./ отв. ред. Е.Г.Синенко.- Красноярск: ИПК СФУ, 2008.- 196 с.
- 31. **Лимаренко, Г.Н**. Волновой герметичный поступательный ввод / Г.Н.Лимаренко, Ю.В. Фонарева // В сб.: Наука и технологии. Доклады XXIX Российской школы, посвященной 85-летию со дня рождения академика В.П.Макеева. Миасс: МСНТ, 2009. с.-52.
- 32 **Лимаренко, Г.Н.** Волновой герметичный поступательный ввод / Г.Н.Лимаренко, **Ю.В.**Фонарева // В сб.: Наука и технологии. Доклады XXIX Российской школы, посвященной 85-летию со дня рождения академика В.П.Макеева. Екатеринбург: УрОРАН, 2009. с.134-136.
- 33. **Лимаренко, Г.Н.** Расчет длины контактных линий в косозубом зацеплении шестерня-рейка / Г.Н. Лимаренко, М.С. Богорад // Машиностроение: сб. научн. ст./отв. ред. Е.Г.Синенко. Красноярск, 2009 с.69-72.
- 34. Ганенко, К.Е. Комбинированный продольно-строгальный станок модели 7225 / К.Е. Ганенко, А.А. Наумов, Б.Х. Рубинович, Г.И. Жевелев, Г.Н. Лимаренко и др. // Извещение Госкомитета по делам изобретений и открытий СССР о регистрации работы в Государственном реестре научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ за № 53434.
- 35. Василенко, Н.В. Высокоточный транспортный автоматический манипулятор с электрическим приводом модели ОЛП 15 / Н.В. Василенко, Г.Н. Лимаренко, Н.И. Щелок // Информационный листок № 50-86. Серия Р 55.29.35 Красноярск: ЦНТИ, 1986. -3 с.
- 36. Василенко, Н.В. Высокоточный электромеханический модуль линейного перемещения/Н.В.Василенко, **Г.Н. Лимаренко**, Н.И. Щелок// Информационный листок №14-86, Серия Р 55.29.35.— Красноярск, ЦНТИ, 1986. -3 с.

Патенты и авторские свидетельства:

- 37. А.с. 150340 СССР, МКИ³ Кл.49с,106, Кл.49b,406 Привод подъема траверсы металлообрабатывающего станка портального типа / **Г.Н. Лимаренко**, 1962.- Бюл.№18.
- 38. А.с. 216409 СССР, МКИ³ Кл.47h,22, Кл.47a,20 F06h, F06f. Устройство для гашения продольных колебаний стола станка портального типа / **Г.Н. Лимаренко**, 1968.- Бюл. № 14.
- 39. Свидетельство СССР на промышленный образец № 5175. Двухстоечный продольный фрезерно-расточной станок с программным управлением. / И.Я. Полетило, А.В. Скляров, **Г.Н. Лимаренко**, А.Ф. Елисеев, Л.Н. Стельман. 2.04. 1975.
- 40. А.с. 563527 СССР, МКИ³ Кл.2 F16H 25/20. Гидростатическая червячнореечная передача/ И.Н.Чурин, А.Д. Герасимов, Е.С. Артюхов, **Г.Н. Лимаренко**, Э.П. Ледовской, 1977.- Бюл. №24.

- 41. А.с. 706618 СССР, МКИ³ Кл.2 F16H 1/16. Червячно-реечная передача с гидростатической смазкой./ Е.С.Артюхов, **Г.Н. Лимаренко**, И.Н. Чурин, А.Д. Герасимов, 1979.- Бюл.№48.
- 42. А.с. 659351 СССР, МКИ³, Кл.2 В 23Р 19/04. Устройство для монтажа и демонтажа стола тяжелого металлорежущего станка / Е.С. Артюхов, **Г.Н. Лимаренко**, И.Н. Чурин, А.Д. Герасимов, Н.Н. Гаев, А.А. Шмаков. 1979, Бюл.-№16.
- 43. А.с. 715858 СССР, МКИ³ Кл.2 F16H 1/16. Червячно-реечная передача с гидростатической смазкой./ Е.С. Артюхов, И.С. Цитович, **Г.Н. Лимаренко**, 1980.- Бюл. №6.
- 44. А.с. 1043392 СССР, МКИ³ А F 16H 19/04. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / **Г.Н. Лимаренко**, В.А. Турышев, В.И. Сенькин, Н.В. Василенко, Е.С. Артюхов, 1983.- Бюл. № 35.
- 45. А.с. 1237835 СССР, МКИ³ А1 Кл. F16H 25/20. Червячно-реечная передача с гидростатической смазкой./ Е.С. Артюхов, А.Д. Герасимов, **Г.Н. Лимаренко**, 1986.- Бюл. №22.
- 46. А.с. 1244415 СССР, МКИ³ А2 F 16H 19/04. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / Г.Н. Лимаренко, Н.В. Василенко, Е.С. Артюхов, 1986.- Бюл. № 26.
- 47. А.с. 1298454 СССР, МКИ³ А2 F 16H 19/04. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / **Г.Н. Лимаренко**, Н.В. Василенко, П.Н. Сильченко, И.Э. Лепп, Л.К. Ковалев, 1987.- Бюл. № 11.
- 48. А.с. 168269 СССР, МКИ³ А2 F 16H 19/04. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / Г.Н. Лимаренко, Н.В. Василенко, И.Э. Лепп, В.Н. Кундель, Ю.П. Колесников, Е.Л. Михайлова, 1991.- Бюл. № 37.
- 49. Патент РФ на изобретение №2230245 С1 F16H 19/04. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / Г.Н. Лимаренко, А.А. Соломкин, 2004.-Бюл. №16.
- 50. Патент РФ на изобретение №2309310 С1 F16H 21/16. Волновая реечная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев / Г.Н. Лимаренко, М.В. Шевчугов, А.В. Рагимханов, 2007.- Бюл. № 30.
- 51. Кинематический и динамический синтез волнового рычажно-реечного механизма / Д.Б. Елисеев, **Г.Н. Лимаренко**, А.А. Соломкин // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006611274.
- 52. Разработка программного комплекса для проектирования и анализа механических передач / Д.И. Морозов, М.П. Головин, Н.В. Атрохова, Г.Н. Лимаренко // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612310.
- 53. Программный комплекс для проектирования и анализа волнового реечного механизма с эксцентриковым приводом / В.С. Скачков, М.В. Шевчугов, А.В. Рагимханов, Г.Н. Лимаренко // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610858.
- 54. Программа расчета динамических параметров валов на упругих опорах / Д.Б. Елисеев, **Г.Н. Лимаренко**, А.Н. Щепин // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610166.

- 55. Расчет собственных значений и частотных характеристик многомерной системы механического привода / **Г.Н. Лимаренко**, А.Н. Щепин, Н.В. Атрохова, н,а, Колбасина // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007612948.
- 56. Автоматизированный расчет кинематических возмущающих воздействий в динамической системе механического привода / Г.Н. Лимаренко, А.Н. Щепин, Е.В. Карасев // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007613060.
- 57. Автоматизированный расчет динамических параметров механических передач / Г.Н. Лимаренко, А.Н. Щепин, Е.В. Карасев // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007613061.
- 58. Программный комплекс для проектирования ортогональных и неортогональных реечных передач с возможностью создания твердотельной 3D модели прямозубой и косозубой шестерни реечного привода / С.И. Мальковский, Г.Н. Лимаренко // Г.Н. Лимаренко, А.Н. Щепин, Е.В. Карасев // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2008615056.
- 59. Программный комплекс для проектирования, профилирования геометрии и создания твердотельной 3D модели кулачка для волнового реечного механизма с кулачковым приводом / С.Ж. Галиахметов, М.В. Шевчугов, Г.Н. Лимаренко // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2008612284.
- 60. Программный модуль по расчету динамики привода к программе Rack&Gear / А.П. Смирнов, **Г.Н. Лимаренко**, Ю.В. Фонарева // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009613278.
- 61. Программный комплекс имитационного моделирования и анализа плоских рычажных механизмов / М.П. Головин, **Г.Н. Лимаренко**, С.Н. Скорняков, Д.В. Филатов, Д.С.Сидоренко // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2005611656.

Соискатель Г.Н. Лимаренко
Подписано в печать 12.07.2010 заказ №
Формат 60х90/16. Усл. печ. л.2. тираж 100 экз.
ИПК Сибирского Федерального Университета
660074, Красноярск, ул. Киренского, 28