На правах рукописи

УДК 621.833

АНДРИЕНКО Людмила Анатольевна

РАЗРАБОТКА НОВЫХ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДИАГНОСТИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Москва – 2001

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук	БИРЮКОВ И.В.
доктор технических наук	КРАХИН О.И.
доктор технических наук	ТИМОФЕЕВ Г.А.

Ведущая организация: АО "АЭРОЭЛЕКТРИК", г. Москва.

Защита диссертации состоится 18 февраля 2002 г в 14 ^{30} на заседании Диссертационного Совета Д212.141.07 в Московском государственном те[illegible]ситете имени Н. Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-[illegible]

[illegible]ах, заверенные печатью просьба

1575803
Андриенко Л.А
в Разработка новых ме-
.тодов проектирования
2001
0.00
11.10.01

[illegible]омиться в библиотеке Московского [illegible]рситета им.Н.Э.Баумана.

[illegible]нваря 2002 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1575803
Андриенко Л.А. Разработка

го

КОТИЕВ Г.О.

1575803

п.л. Тираж 100 экз. Заказ 177г

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Объектом исследования в предлагаемой работе является электромеханический привод, состоящий из электродвигателя, передаточного механизма вращательного движения (редуктора зубчатого, червячного или их комбинации), приводного вала исполнительного механизма, соединительных муфт. Рассматривается класс приводов, для которых основным является установившейся режим работы, т.е. с постоянный средней скоростью. Длительность переходных процессов составляет не более 5% от времени выхода на рабочий режим.

Основным элементом, определяющим надежность и долговечность привода, является редуктор. Качество машин и механизмов, в том числе и привода, закладывается уже на стадии проектирования. Для разработки высококачественного проекта в кратчайшие сроки необходимо использовать систему автоматизированного проектирования (САПР). Качество проектных решений, принимаемых с помощью САПР, определяется, прежде всего, уровнем и качеством прикладного математического обеспечения.

15745603

Разработка прикладного математического обеспечения для САПР электромеханического привода (САПР-МП) является актуальной задачей и составляет основное содержание диссертационной работы.

Надежность и долговечность электромеханических приводов зависят от многих факторов, которые трудно учесть теоретически. Поэтому необходимы испытания опытного образца, в том числе и ресурсные. Актуальной являются задачи определения оптимальных режимов испытания опытного образца, сокращающих срок их проведения, а также разработка математических моделей для интерпретации экспериментально полученной информации, которая позволила бы прогнозировать остаточный или уточнить проектный ресурс.

Актуальность работы также связана с обязательной сертификацией редукторов общемашиностроительного применения, в основе которой лежит безразборный контроль их технического состояния. В настоящее время оценка технического состояния редукторов ведется методами виброакустической диагностики. Выделение из вибросигнала информации, касающейся непосредственно элементов редуктора, является сложной и не всегда разрешимой задачей. Перспективным является использование в качестве исходной информацию, полученную по сигналам неравномерности вращения выходных валов редуктора (по кинематометрамме). Это позволяет исключить из анализа корпус редуктора, который является источником широкого спектра вибраций.

Поэтому развитие методов безразборного контроля редукторов, направленных на снижение трудоемкости и повышение точности оценки их каче-

ственных характеристик, а также разработка диагностических моделей, позволяющих интерпретировать экспериментально полученную информацию, является задачей актуальной.

Цель работы. Развитие теории и методов проектирования и прогнозирования качественных характеристик и долговечности механических передач в составе электромеханических приводов, в основе которых лежит математическое моделирование динамических процессов и анализ точностных характеристик привода, полученных в результате испытаний опытного образца. Это позволит дать научное обоснование оптимальному выбору типа передаточного механизма и его параметров при проектировании привода конкретного изделия; проанализировать уровень технического состояния привода по результатам имитационного моделирования и изменение его в процессе работы в реальных эксплуатационных условиях; определить оптимальные режимы испытаний опытного образца, позволяющие получить информацию, необходимую для определения технического уровня привода и при этом сократить время их проведения.

Для достижения этой цели необходимо разработать расчетно-экспериментальные модели:

- по определению основных показателей технического уровня и качества привода конкретного исполнительного механизма;
- по определению на стадии проектирования динамических характеристик и нагруженности элементов привода, лимитирующих его надежность;
- по интерпретации экспериментальной информации, полученной в процессе кинематометрирования при отработке опытного образца.

Научная новизна работы заключается в том, что в результате теоретических исследований и анализа экспериментальных данных предложен принципиально новый подход к определению технического состояния привода и прогнозированию его ресурса. При этом разработаны:

- динамическая модель привода, впервые учитывающая взаимное влияние зубчатого или червячного зацеплений и подшипниковых опор, а также учитывающая кинематическое и параметрическое возбуждения колебаний, упругодиссипативные характеристики привода, износ, режим смазки зацепления и подшипников. Наличие такой модели позволило на стадии проектирования прогнозировать динамические нагрузки и вибрационные характеристики привода в эксплуатационных условиях;
- диагностическая модель, позволяющая по экспериментальной кинематограмме определить действительные нагрузки в зубчатом зацеплении и подшипниковых опорах и спрогнозировать ресурс привода;
- модель изнашивания подшипников качения, зубчатых и червячных передач;

- на основе проведенного теоретического и прикладного анализа влияния точности изготовления зубчатых передач, а также типов и класса точности подшипников на динамическую нагруженность зубчатого зацепления и опор, их вибрационные характеристики, создана методика выбора оптимального конструктивного решения при проектировании привода конкретного изделия на заданную долговечность.

Методы исследования. В работе использовались методы теории оптимального проектирования, векторной оптимизации, теории колебаний, математического моделирования, Рунге-Кутта, спектрального анализа, экспериментальные методы кинематометрирования.

Квалификационная формула работы: в диссертационной работе на основе выполненных автором теоретико-экспериментальных исследований осуществлено решение научной проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение, связанной с повышением качества и конкурентоспособности электромеханических приводов, а также с обязательной сертификацией редукторов общего машиностроения.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Решение задачи оптимизации на начальных стадиях проектирования.

2. Имитационная модель электропривода с механическими передачами, установленными в опорах с подшипниками качения.

3. Принципиально новый подход к определению технического состояния привода и прогнозированию его ресурса.

4. Модели изнашивания подшипников качения, зубчатых и червячных передач.

5. Результаты анализа влияния точности изготовления зубчатых передач и типов подшипников на динамическую нагруженность зубчатого зацепления и опорных узлов.

Достоверность результатов. Достоверность полученных в работе результатов обусловлена корректным использованием фундаментальных положений математики и механики, подтверждена хорошим совпадением результатов численных расчетов динамических характеристик, нагрузок в зацеплении и в подшипниковых опорах механических передач в составе приводов с экспериментальными данными и результатами, приведенными в литературе.

Практическая ценность работы. Создан комплекс прикладного математического и программного обеспечений для САПР-МП, с помощью которой возможно математическое моделирование работы привода конкретного изделия в эксплуатационных условиях. Полученные результаты работы математических моделей позволили объяснить причину увеличения виброактивности зубчатых передач на части оборота тихоходного вала, которое наблюдалось в

экспериментах, как самого автора, так и других исследователей и дать рекомендации по снижению как самой виброактивности, так и нагруженности основных узлов привода.

Результаты работы используются на протяжении последних пяти лет в ЦКБ Путьмаш при проектировании механических трансмиссий путевых машин различного назначения, что подтверждено соответствующими документами о внедрении. Разработанный в рамках диссертационной работы диагностический комплекс использовался для обработки и интерпретации экспериментальных данных при сертификации продукции редукторных заводов в испытательном центре "Детали машин" МГТУ им. Н.Э.Баумана (аттестат аккредитации РОСС.RU 0001 ТР04).

Результаты работы можно также рекомендовать к внедрению на редукторных заводах страны для контроля уровня производства и соответствия его требованиям, утвержденным конструкторской и нормативной документациями.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на всесоюзных, республиканских и международных конференциях: "Конструкция, расчет и производство", г. Свердловск, 1983 г.; посвященной 50-летию МАМИ в 1989 г.; "Зубчатые передачи. Теория зацепления, прочность, кинематическая точность и технология изготовления",г. Кишинев, 1989 г.; "Проблемы обеспечения надежности и качества зубчатых передач", г.С.-Петербург, 1996 г.; "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и редукторов, г.Харьков, 1997 г.; "Точность технологических и транспортных систем", г.Пенза, 1998 г.; "Динамика систем, механизмов и машин", г.Омск; посвященной 170-летию МГТУ, г.Москва, 2000 г., на кафедре "Детали машин" МГТУ им.Н.Э.Баумана в 1991 и 2001 г.г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 27 работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка использованной литературы.

Работа изложена на 249 страницах машинописного текста, содержит 75 рисунков, 10 таблиц, список использованной литературы из 140 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы и отмечена ее актуальность.

В первой главе рассматривается состояние вопроса, проблемы повышения качества электромеханического привода, формулируются цели и задачи исследования.

В ГОСТ Р ИСО 9001 - ГОСТ Р ИСО 9003 предусмотрена номенклатура показателей качества изделия, включающих показатели назначения, надежно-

сти, технологичности, экономичного использования энергии и материалов, унификации, эргономичности и др.

Для рассматриваемого класса приводов важнейшими показателями качества являются высокая надежность, оцениваемая долговечностью, и экономного использования энергии, оцениваемого по КПД. К приводам точного позиционирования дополнительно предъявляются специальные требования к функциональным характеристикам - ошибке углового положения (ОУП) вала нагрузки, плавности работы и "мертвому ходу". В ряде случаев к таким приводам предъявляются повышенные требования к массогабаритным показателям.

Основными направлениями исследования являются:

1. Решение задачи оптимального проектирования.

Задача оптимального проектирования успешно может быть решена с помощью САПР. Интерес к созданию САПР зубчатых передач и редукторов очень велик. Это подтверждается ежегодными семинарами и научно-техническими конференциями, многочисленными публикациями как у нас в стране, так и за рубежом.

Вопросам автоматизации проектирования передач и редукторов посвящены работы Балясного И.М., Баранчика В.П., Баркова И.А., Богданова В.Ф., Василенка В.Д., Гольдфарба В.И., Желудкова В.И., Забровской Н.С., Козырева В.В., Крюкова С.М., Кузнецова В.А., Ламбина Л.Н., Лившица Э.Г., Новоселова Б.В., Первухина П.М., Писарева Р.К., Половинкина А.И., Придухо В.Т., Самойловой Н.В., Сивова Г.Т., Солдаткина Е.П., Скобейды А.Т., Тарасенкова Д.А.,Тимофеева Г.А., Ткачева А.А., Цуканова О.Н.,Черкашина В.П., Шавеля А.А., Яминского А.В. и др.

Несмотря на большое число работ, посвященных проектированию приводов с зубчатыми передачами, вопросы выбора оптимального решения, автоматизация процесса компоновки на начальных стадиях проектирования недостаточно проработаны.

Однако оптимизировать решения, принимаемые именно на начальных стадиях проектирования, очень важно, поскольку от качества принятых здесь решений зависит качество проекта в целом.

2. Исследование динамических процессов в приводе.

Как показали исследования, зубчатая передача в составе привода является источником возмущающего воздействия на исполнительный механизм. Это приводит к появлению крутильных колебаний приводного вала и вибраций всего механизма. При определенных сочетаниях конструктивных параметров самой передачи и эксплуатационных параметров привода возникают резонансные

колебания и вибрации, что значительно снижает потребительские свойства механизма и его конкурентоспособность.

Изучению динамических процессов в зубчатых передачах посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых: Э.Л.Айрапетова, Б.М.Абрамова, В.В.Аугустайтиса, В.Л.Дорофеева, М.Д.Генкина, В.К.Гринкевича, Н.А.Ковалева, Г.Б.Кожевникова, Л.А.Кудрявцева, О.И.Косарева, А.И.Петрусевича, П.К.Попова, Л.О.Штриплинга, Бентона М., Сейрега А. и др.

Разработан ряд широко известных моделей, которые позволяют в той или иной мере оценивать вибровозбуждение в передаче.

При проектировании обычно выполняют расчеты деталей и узлов привода на прочность и жесткость, а точностные расчеты, как правило, не выполняются. Однако точность является одним из важнейших показателей качества привода, существенно влияющим на все критерии его работоспособности.

Расчет на прочность в настоящее время ведется по нагрузкам, учитывающим внутреннюю и внешнюю динамику, причем учет динамических составляющих этих нагрузок является приближенным и при некоторых условиях эксплуатации действительные нагрузки могут существенно отличаться от рекомендуемых ГОСТ 21354-87. Как показывают эксперименты, динамические нагрузки зависят от точности изготовления и монтажа передачи, конструкции и типа подшипниковых опор, что не учитывают современные расчеты, а коэффициенты динамичности нагрузки могут существенно превышать значения, рекомендуемые в литературе.

Не рассматривая достоинства и недостатки отдельных моделей вибровозбуждения, отметим недостаточность этих исследований для решения задачи определения точности работы передачи и нагруженности основных ее звеньев в реальных условиях эксплуатации.

3. Оценка и прогнозирование технического состояния привода.

Качество изготовления зубчатого колеса определяется величиной кинематической погрешности, которую получают, используя первичные преобразователи углов поворота выходных валов передачи.

Однако конструктора интересует не только точность изготовления отдельно взятого колеса или его кинематическая погрешность, а возможность проконтролировать передачу в сборе с валами, подшипниками после монтажа в корпусе редуктора.

Если кинематическая погрешность регламентируется нормирующими документами, то точность зубчатой передачи в собранном виде не нормируется. Это привело к тому, что реальная точность зубчатой передачи в сборе оказывается на две-три степени ниже декларируемой. Этот факт подтвердила про-

водимая в последнее время сертификация редукторов общемашиностроительного применения.

При оценке технического состояния зубчатых передаточных механизмов наибольшее распространение получили методы виброакустической диагностики, основанной на анализе вибросигнала, снимаемого с корпуса. Достоинство этого метода - простота получения сигнала с первичного преобразователя (с вибродатчика, установленного на корпусе). Однако сложность анализа и выделение полезной информации о состоянии зубчатых передач и подшипниковых узлов, лимитирующих ресурс привода, в ряде случаев ограничивает возможности виброметрирования. Кроме того, по вибрационным характеристикам зубчатых передач практически невозможно оценить точность их изготовления и монтажа.

В настоящее время встал вопрос об использовании кинематограммы, снятой при реальных режимах работы, в качестве исходной дигностической информации для определения нагруженности основных элементов привода и прогнозирования его ресурса. Для интерпретации полученной таким образом информации необходимо разработать математические модели.

Во второй главе рассмотрены подходы к оптимальному проектированию на начальных его стадиях.

Отмечается, что при традиционном проектировании, в том числе и с использованием отдельных пакетов прикладных программ, конструктор может выбрать работоспособный вариант на основе своего опыта. Поэтому он не уверен, что действительно выбран лучший из множества возможных вариантов. При оптимальном проектировании, которое ведется в рамках САПР, поиск наилучшего варианта выполняется с помощью анализа целевой функции.

Укрупненная схема технологии проектирования электромеханического привода в САПР-МП показана на рис.1.

Создание САПР основано на принципах системотехники, позволяющих изучить особенности изделия и увязать все стадии его проектирования в единую задачу.

Представление привода в виде сложной технической системы (ТС) позволяет применить к нему теорию оптимального проектирования.

Сложная ТС допускает разделение (декомпозицию) ее на подсистемы, что приводит к иерархичности структуры. Сам процесс проектирования также расчленен на компоненты (иерархические уровни), соответствующие стадиям проектирования (ГОСТ 22487-77).

Процесс проектирования начинается с постановки задачи. Она включает описание функционального назначения привода, показателей его качест-

ва, а также ограничения, налагаемые на привод (конструктивные, функциональные и др.).

Далее идет выбор варианта решения задачи проектирования. На данном этапе осуществляется построение вариантов структур привода с учетом возможности их технической реализации.

Следующий этап проектирования - инженерный анализ. В основе инженерного анализа лежит моделирование.

В разрабатываемую САПР-МП наряду с традиционными стадиями проектирования включена дополнительная - стадия математического эксперимента, в основе которого лежим имитационное моделирование. Включение этой стадии позволит повысить качество проекта за счет своевременной его корректировки.

Основное требование для рассматриваемого класса механических приводов - высокая надежность и сохранение функциональных свойств на протяжении всего периода эксплуатации.

Поэтому в состав САПР-МП включен диагностический комплекс. В данном случае диагностика рассматривается как составная часть теории прогнозирования надежности привода на этапе проектирования и отработки его перспективной модели.

Таким образом, проектирование можно рассматривать как процесс решения целого ряда взаимосвязанных задач.

Рассмотрены особенности и значение начальных стадий проектирования - технического предложения (ТП) и эскизного проекта (ЭП). Эти стадии являются основополагающими, поскольку от них зависит качество всего проекта в целом.

Особенностью стадии ТП является то, что она осуществляется в условиях неопределенности исходных данных и наличием многих целей проектирования.

На стадии ТП необходимо определить:

а) оптимальную компоновку и кинематическую схему привода;

б) оптимальные параметры передач по выбранным критериям с учетом ограничений конструктивных, функциональных и параметрических, заданных в ТЗ;

в) технико-экономические характеристики привода.

Задача оптимального проектирования сформулирована как задача векторной оптимизации с выделением множества Парето, обобщенная постановка которой, может быть сформулирована следующим образом. Найти вектор параметров $x^*=\{x_1,x_2...x_n\}$, характеризующих структуру и размеры привода, который удовлетворял бы требованиям ТЗ и обеспечивал достижение экстремума

целевой функции. В результате анализа показателей качества, предъявляемых к приводу, на начальных стадиях проектирования выбран набор показателей, который разбит на два блока:

1-й блок: масса, КПД, кинематическая погрешность, быстродействие, мертвый ход, надежность, виброактивность;

2-й блок: технологичность, удобство сборки и обслуживания.

Первый иерархический уровень - определение структуры и параметров привода (соответствует стадии технического предложения). Он состоит из нескольких этапов. На предварительном этапе необходимо построение допустимого множества элементов привода (элементной базы).

Согласно декомпозиции привода на первом иерархическом уровне элементами являются механические передачи различного типа (цилиндрические, планетарные, волновые зубчатые и червячные передачи).

Следующий этап проектирования - компоновка привода, т.е. построение вариантов структур передаточного механизма с учетом возможности их технической реализации. Для формализации этой процедуры в САПР-МП использован последовательный алгоритм, в основе которого лежит принцип динамического программирования, а претендент на роль очередного добавляемого элемента (очередной ступени привода) определяется переборным алгоритмом.

Процесс компоновки передаточного механизма начинается с тихоходной ступени, так как она наиболее нагружена и является определяющей с точки зрения выбранных критериев качества.

Как известно, в методе динамического программирования выбор осуществляется с учетом всего многошагового процесса принятия решения, а не только с точки зрения интересов данного шага. Поэтому при анализе вариантов структур тихоходной ступени необходимо учитывать и еще не скомпонованные предступени, состав которых на данном шаге проектирования не известен. Для этой цели разработаны математические модели. В них предступень рассматривается как "черный ящик", обладающий "наилучшими" значениями всех критериев качества. Критерии являются функциями передаточного числа и вращающего момента.

Выбор оптимального варианта ведется по агрегативному критерию, представляющему собой свертку частных критериев с заданными весовыми коэффициентами или приоритетностью критериев

$$F_1 = \text{extr} \sum_{i=1}^{k} \omega_{1i} \phi_{1i}. \qquad (1)$$

После определения структуры привода, в том числе и передаточного механизма, необходимо найти оптимальное значение геометрических парамет-

ров зубчатых передач отдельных его ступеней, т.е. решить задачу параметрической оптимизации.

Для выделения множества Парето использован метод зондирования пространства параметров с помощью $ЛП_\tau$-поиска.

Однако, как показала практика, при решении многокритериальных задач проектирования выделение множества Парето не является удовлетворительным решением. Это связано с тем, что при достаточно большом допустимом множестве вариантов множество Парето оказывается недопустимо большим для того, чтобы конструктор мог бы в состоянии осуществить окончательный выбор самостоятельно. Поэтому выделение множества Парето является предварительным этапом оптимизации. Окончательный выбор осуществляется по аддитивному критерию, который минимизируется на допустимом множестве.

Второй иерархический уровень оптимального проектирования в САПР-МП соответствует стадии эскизного проекта.

Для передаточных механизмов, используемых в составе электромеханических приводов, возможных конструктивных вариантов невелико. Поэтому в рамках создания элементной базы САПР-МП на стадии эскизного проекта варианты конструктивного исполнения узлов передаточных механизмов можно представить как унифицированные. Унификация рассматривается с точки зрения проектирования, а не производства.

В этом случае перед конструктором стоит задача, исходя из требований ТЗ определить: типы опор, схему установки подшипников их регулировку, осевую фиксацию, конструкцию колес, способ соединения колеса с валом, выходных валов ; проверить допустимость объединения выбранных типов узлов и деталей в единую конструкцию.

Отмечается, что характерной особенностью работы конструктора на данной стадии является большая степень эвристики и использование эмпирических знаний. Поэтому модели структурного синтеза основаны на приемах искусственного интеллекта.

Выбор технического решения (ТР) осуществляется на основе метода И-ИЛИ-дерева, который позволяет осуществлять генерирование вариантов путем их выделения из обобщенной структуры.

На втором уровне к критериям блока 1 добавляются критерии блока 2 со своими весовыми коэффициентами.

Так как на данной стадии проектирования количественная оценка некоторых показателей еще невозможна, применяется экспертная оценка по бальной системе.

Затем формулируется задача оптимизации в виде поиска экстремума целевой функции - агрегативного критерия

$$F_2 = \text{extr} \sum_{j=1}^{m} v_{2j} \sum_{i=1}^{n} \omega_{2ji} \phi_{2ji} . \qquad (2)$$

Параллельно с синтезом конструкции формируется ее информационная модель, предназначенная для составления расчетной схемы и для формирования чертежа. Информационная модель содержит сведения об элементах, их свойствах, взаимном расположении, а также конструктивных, кинематических и размерных связях.

Таким образом, решение задачи оптимизации является итерационным процессом, охватывающим оба иерархических уровня проектирования.

Для координации решений, полученных на обоих уровнях, использовались методы теории многоуровневых иерархических систем, успешно применяемые до сих пор для решения задач управления производством.

Третья глава посвящена определению динамических характеристик электромеханического привода на начальных стадиях проектирования.

На стадиях технического предложения и эскизного проекта были предварительно выбраны тип передаточного механизма в составе привода, его кинематические и геометрические параметры. Для окончательного принятия решения необходимо определить динамические характеристики привода и исключить его работу в резонансных зонах.

При окончательном выборе передаточного отношения ступеней привода и их геометрических параметров необходимо исключить работу привода в резонансном режиме. Для этого осуществляется проверка выполнения следующего неравенства

$$\omega_т/\omega_0 = (k_1 ... k_2) \frac{1}{S} \quad , \qquad (3)$$

где $\omega_т$ - частота вращения ведущего вала привода , c^{-1}; ω_0 - собственная частота крутильных колебаний привода, c^{-1}; k_1, k_2 - коэффициенты, ограничивающие околорезонансную зону работы, принимаются из диапазонов k_1= 0,7...0,8, k_2 = 1,2...1,3; S - номер гармонической составляющей в спектре вынужденных колебаний, т. е. отношение частоты составляющей спектра вибрации к частоте вращения приводного вала.

Разработаны математические модели по определению собственных частот элементов зубчатых передач и привода в целом. Такие модели являются упрощенными, поэтому обеспечивают проектирование с помощью CAIIP в реальном масштабе времени, т.е. непрерывно. На начальных стадиях проектирования модель крутильных колебаний привода можно представить в виде одномассовой, параметры электродвигателя можно не учитывать. Часто при проектировании электромеханического привода в качестве передаточного механизма

выбирают редуктор из числа серийно выпускаемых. Выбор конкретного типоразмера проводится из каталога по нагрузочной способности, при заданном сроке службы, и частоте вращения приводного двигателя. Такой подход не гарантирует отсутствие резонансных колебаний привода и повышенных вибраций всего механизма. Поэтому, для проектирования таких приводов разработаны инженерные модели и компьютерные программы, позволяющие выбрать рациональный вариант редуктора и исключить работу его в резонансных режимах. Рассмотрен пример выбора параметров передаточного механизма привода, исключающего его работу в резонансных зонах.

Глава 4 посвящена стадии имитационного моделирования.

Имитационное моделирование - это методика моделирования объектов и процессов, параметры которых меняются случайным образом. Для привода такими параметрами являются погрешности изготовления и монтажа его узлов и деталей.

Основным элементом привода, определяющим его надежность, является передаточный механизм, который, в свою очередь, состоит из зубчатой или червячной передачи и подшипниковых узлов.

Как известно, эксплуатация привода в рабочих условиях, т.е. при проектных частотах вращения и нагрузке ведет к возникновению поперечно-крутильных колебаний ее узлов.

В качестве базовой математической модели, описывающей работу передачи в составе привода, рассматривается модуль, представляющий собой одноступенчатую цилиндрическую косозубую передачу, установленную на упругих опорах с двумя присоединенными массами. Масса на входном валу имитирует электродвигатель с предступенью к зубчатой передаче (если рассматривается многоступенчатая передача). Масса на выходном валу имитирует приводной вал технологической машины. Такой модуль является типовым составным элементом для большинства передач, входящих в рассматриваемую элементную базу.

Известно, что червячная передача в принципе по своим геометрическим параметрам ничем не отличается от косозубого зацепления. Поэтому динамическая модель червячной передачи аналогична зубчатой.

Зубчатая передача представляет собой сложную механическую систему с большим количеством масс и жесткостей, точное моделирование которой практически оказывается невозможным.

Выбор расчетной схемы в значительной мере зависит от целей выполняемого динамического расчета. Для рассматриваемого класса приводов в исследуемом рабочем диапазоне изменения оборотов выходного вала высокочастотные составляющие (зубцовые частоты) меняются, как правило, от несколько

десятков до 2000-3000 Гц. В этом диапазоне частот зубчатые колеса с валами можно рассматривать как сосредоточенные массы, а жесткости зацеплений и опор колес можно считать безмассовыми.

С учетом выше сказанного расчетную схему типового модуля можно представить в виде, показанном на рис.2.

В качестве факторов, вызывающих колебания зубчатых колес рассматриваются: погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес, переменная жесткость зубчатого зацепления и подшипниковых опор. Кроме того, возбуждением может быть переменный вращающий момент со стороны приводного вала исполнительного механизма $T_H=f(t)$. Представленная модель отражает поперечно-крутильные колебания, описываемые системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами

$$[M][\ddot{X}] + [K][X] + [C][\dot{X}] = [G], \qquad (4)$$

где [M], [K], [C] - матрицы коэффициентов инерции, демпфирования и жесткостей, [G] - вектор внешней нагрузки.

К данной системе уравнений добавлено условие постоянства контакта зубьев колес

$$\varphi_2 d_2/2 + \phi_1 d_1/2 + (\sum_{i=1}^{2} r_1 \cos(\omega_i t) + r_{zi} \cos(z_i \omega_i t) + x_{33} + (x_1 + x_2) + (z_1 + z_2) tg\beta_b + b_2 (tg\gamma_1 + tg\gamma_2)) \cos\alpha_t \cos\beta_b = 0, \qquad (5)$$

где r_i, r_{zi} - накопленная погрешность шага и профиля i-го колеса, α_t, β_b, γ_1, γ_2- углы зацепления, наклона и перекоса зубьев колес.

Решение системы производится численным методом Рунге-Кутта 4-го порядка точности с модификацией Гилла.

Результатом решения системы являются текущие значения угловых смещений выходных валов зубчатой передачи, ротора электродвигателя и приводного вала рабочего органа, что позволяет определить текущее значение ОУП. Кроме того, в результате решения системы определяются нагрузки в зубчатом зацеплении и подшипниковых опорах.

Как уже было сказано выше, изучению динамических процессов в зубчатых и червячных передачах посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых. В них учитывается переменная жесткость зубчатого зацепления (в зонах одно - и двухпарного зацепления), переменная в зависимости от нагрузки жесткость подшипниковых узлов. Однако ни одна из них не учитывает переменную по углу поворота жесткость подшипниковых узлов, связанную исключительно с погрешностями изготовления и монтажа элементов подшипников, которые приводят к тому, что в каждый момент времени оди-

наковую нагрузку могут воспринимать разное количество тел качения. А это, в свою очередь, приводит к возникновению дополнительных параметрических колебаний системы. В этом отличие предлагаемой модели от ныне существующих.

В работе приведены все расчетные параметры динамической модели. Одним из основных является жесткость узлов зубчатых колес, которая включает деформации подшипниковых опор.

Для определения глубины пульсации параметра жесткости подшипниковых опор разработана математическая модель, в которой рассматривается узел, состоящий из корпуса, вала с шариковыми, роликовыми радиальными или радиально-упорными подшипниками, установленными с предварительным натягом или без него.

Предлагаемая математическая модель учитывает погрешности изготовления посадочных поверхностей и дорожек качения колец подшипника, контактные деформации в посадках подшипника и изгиб его наружного кольца, что особенно актуально для гибких подшипников с тонкими кольцами, используемыми в волновых зубчатых передачах. В модели учитывается влияние смазочного материала, температурных деформаций и износ поверхностей трения.

Реальный контакт в модели заменен дискретным с постоянным давлением в i-й точке контакта. Моделирование погрешностей осуществляется датчиком случайных чисел, т.е. реальный размер контактирующих поверхностей подшипникового узла будет отличаться от номинального на величину случайного числа в пределах поля допуска.

Система уравнений, состоящая из уравнения равновесия, совместности перемещений, связи между силовыми факторами и перемещениями, уравнения перемещений при изгибе наружного кольца, а также с учетом граничных условий, решается методом последовательных приближений.

Совместное решение двух контактных задач - контакт тел качения с кольцами и наружного кольца с корпусом - с учетом изгиба наружного кольца и зазора в подшипнике получено итерационным методом. В результате определяются нагрузки на тела качения и реакции в посадке подшипника в корпус, а также суммарные контактные перемещения центра подшипника (рис.3,а). Плотность распределения проекции суммарных перемещений центра подшипника на ось Y, смоделированных статистическими испытаниями подшипника, показаны на рис.3,б. Для проверки адекватности разработанной математической модели были проведены сравнения расчетов нескольких типов подшипников с экспериментами ЭНИМСа и с данными других авторов.

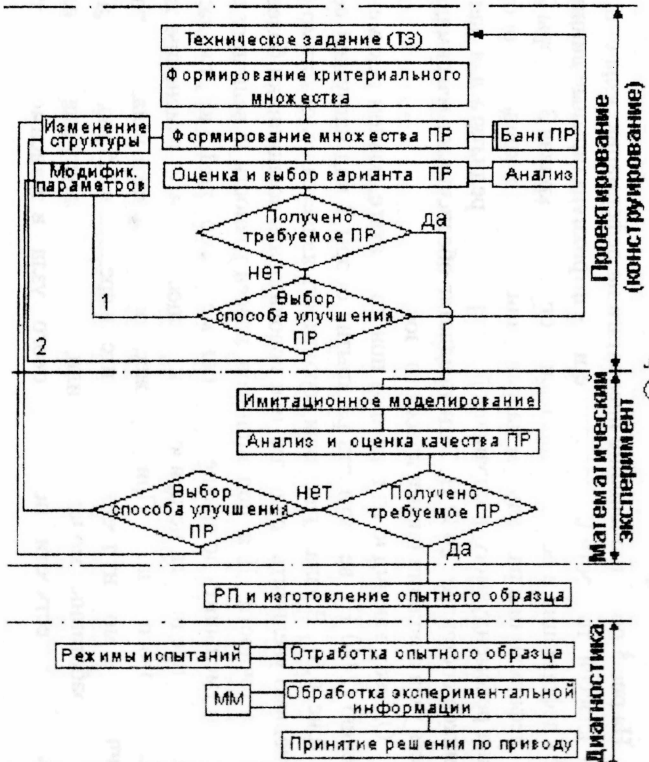


Рис. 1

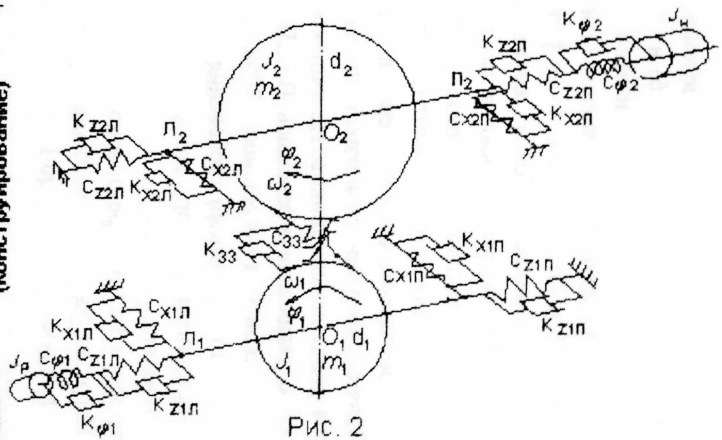


Рис. 2

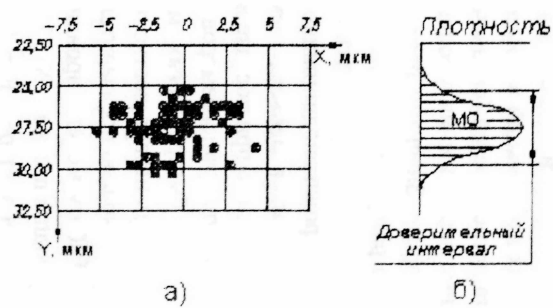


Рис. 3

На рис.4 приведены сравнительные данные упругих перемещений для шарикоподшипника №208 6-го класса точности (кривые 1 и 6) и роликоподшипника № 32508 класса точности 4 (кривые 3 и 7). Сплошными линиями показаны математическое ожидание полных упругих перемещений (1 и 3) и контактных деформаций в посадках колец (6 и 7). Кривые 2, 4 - деформации без учета погрешностей (справочник по подшипникам качения), кривая 5 - суммарные перемещения в роликоподшипнике без учета посадки наружного кольца в корпус. Значками приведены экспериментальные данные. Расчетные данные по разработанной модели близки к экспериментальным. Как видим, без учета погрешностей упругие расчетные перемещения примерно в 2 ... 2,5 раза ниже для роликоподшипников. Влияние погрешностей изготовления для шарикоподшипников меньше, чем для роликоподшипников. Не учет контакта наружного кольца при посадке в корпус, такая задача решалась В.В.Шелофастом, для некоторых типоразмеров подшипников дает погрешность 20%.

Для быстроходных машин с повышенными требованиями к точности важную роль играет жесткость подшипниковых опор, которую можно увеличить с помощью предварительного натяга.

Работу модели проиллюстрируем на примере опорного узла с роликовыми подшипниками № 7212. Нагрузки на опоры постоянные и равны: радиальная сила в опоре 1 F_r = 5000 Н, в опоре 2 – F_r = 3000 Н, осевая сила направлена в сторону опоры 1 F_a=1000 Н.

На рис.5 показано влияние преднатяга на деформацию узла с подшипниками классов точности 0 - сплошные и 4 - штрихпунктирные линии. Кривые 1 и 2 - деформации в осевом направлении опоры 1 и кривая 3 - опоры 2, кривые 5, 3 - деформации в радиальном направлении опоры 1,а кривая 6 - опоры 2. Величина рекомендуемого в справочной литературе преднатяга для данных подшипников составляет 2480 Н. Этот преднатяг обеспечивает максимальную жесткость узла с подшипниками класса точности 0.

Однако, как видно из графиков при преднатяге, равном рекомендуемому значению (2480 Н), вероятность раскрытия опоры 2 под нагрузкой составляет 20% (рис. 6,б)., В узлах, где такая вероятность является недопустимо большой, необходимо увеличить преднатяг или использовать подшипники более высокого класса точности. Для подшипников класса точности 5 величину преднатяга можно уменьшить по сравнению с рекомендуемой до 1,5 кН, т.к. дальнейшее увеличение преднатяга не приводит к существенному изменению жесткости подшипникового узла. При этом жесткость опорного узла и долговечность увеличатся, а момент трения уменьшится в среднем в 1,5 раза (рис.6,а).

Разработанные модели позволили вывести формулу для определения коэффициента жесткости подшипникового узла в зависимости от типа под-

шипника, класса точности, величины преднатяга, а также толщины смазочной пленки.

Наличие смазочной пленки в контактах внутреннего и наружного колец с телами качения уменьшает суммарное их сближение, что приводит, в свою очередь, к увеличению жесткости подшипникового узла, собранного с преднатягом примерно на 30%. Однако, наличие масляной пленки в контакте подшипника увеличит нагрузку на тела качения. Долговечность по контактной прочности такого подшипника несколько снизится. Поэтому, выбирая величину преднатяга, необходимо учитывать режим работы подшипника и толщину масляной пленки в контакте, чтобы обеспечить заданный ресурс.

Рассмотрим результаты работы динамической модели зубчатой передачи с переменной по углу поворота жесткостью подшипниковых узлов.

На рис.7,а приведен фрагмент изменения ошибки углового положения $\Delta\varphi$ для косозубой передачи с U=5,71 при T=3050 Н·м, окружной скорости колес V=15 м/с, изготовленных по 7 степени точности. Кривая 1 - изменение $\Delta\varphi$ при постоянной жесткости конических роликовых подшипников и переменной жесткости зацепления. Кривая 2- то же при переменной жесткости опор и зацепления. Видно, что высокочастотная составляющая ошибки углового положения $\Delta\varphi$, проявляющаяся с частотой перезацепления зубьев t_z, за один оборот колеса меняется несколько раз. Причиной этого является совпадение в определенные моменты времени возмущающего воздействия от погрешностей профиля и деформации зубьев колес с собственной частотой поперечных колебаний узла ведомого зубчатого колеса на подшипниковых опорах. Собственная же частота узла зубчатого колеса также переменна и зависит от изменяющейся по углу поворота жесткости подшипниковых опор. Такие же результаты получены экспериментально Вулгаковым Э.Б. и его учениками, а также в лаборатории "Детали машин" МГТУ им. Н.Э.Баумана при участии автора данной работы. Фрагмент экспериментальной кинематограммы показан на рис. 7,б.

На рис.7,в показаны относительные силы в зацеплении ($F_{зац}/F_H$) для той же передачи, рассчитанные по моделям с постоянной жесткостью (1) и с переменной жесткостью подшипниковых опор (2). Расчет по модели с переменной жесткостью подшипниковых опор показывает, что зубья колес работают в режиме размыкания. Такой же результат получен в эксперименте Айрапетова Э.Л. и Косарева О.И. для передачи, работающей в аналогичном режиме (кривая 3). Модель с постоянной жесткостью подшипниковых опор дает искаженную картину - отсутствие размыкания зубьев.

Таким образом, учет переменной по углу поворота жесткости подшипниковых опор является важным, особенно для косозубых передач, для которых

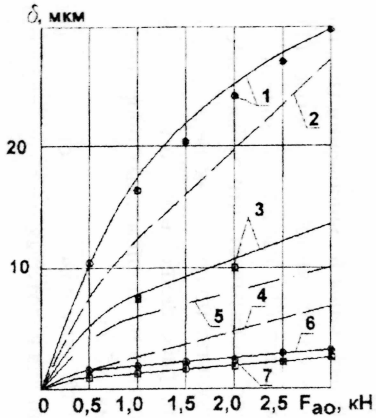


Рис. 4

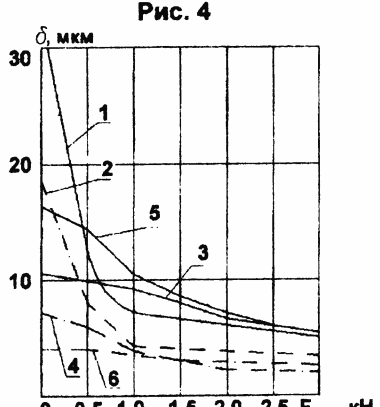


Рис. 5

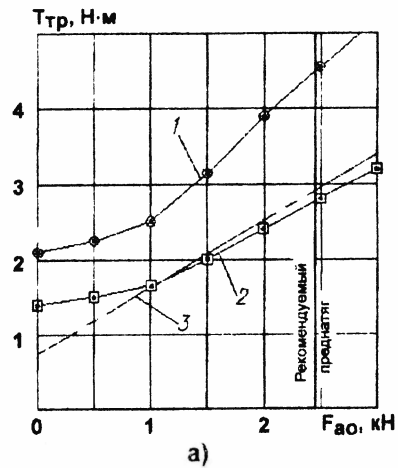


Рис. 6

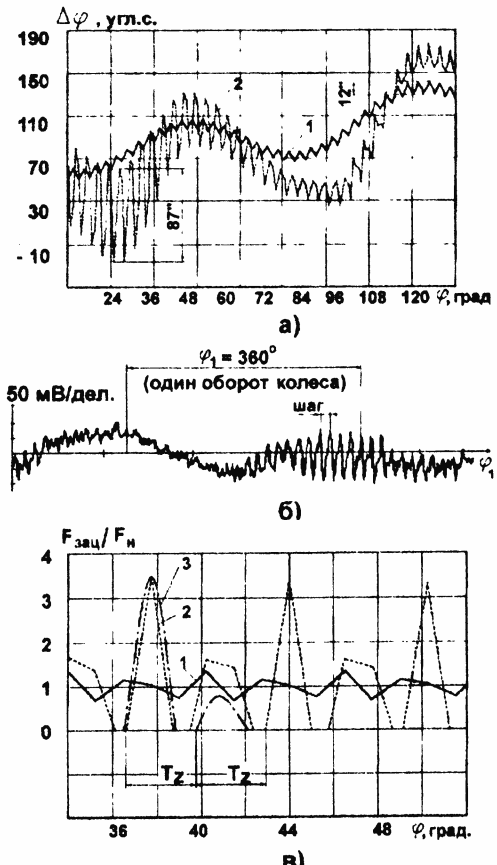


Рис. 7

переменная жесткость опор может оказывать большее влияние на параметрические колебания, чем переменная жесткость зубчатого зацепления.

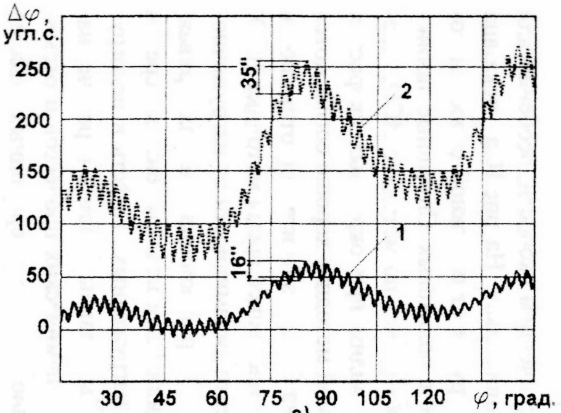
Учет этих колебаний позволяет объяснить экспериментально зафиксированные увеличения амплитуды вибраций зубчатой передачи на части оборота выходного вала. Такие данные опубликованы Дорофеевым В.Л., однако, причины этого не объяснены и математического описания этого явления не приведено.

Разработанная имитационная модель электромеханического привода более точно описывает его работу в реальных условиях эксплуатации.

Наличие имитационной модели позволяет проанализировать влияние на работу привода различных конструктивных параметров и условий смазывания. Это - влияние степени точности зубчатого зацепления, типа подшипников, их класса точности и схемы установки на силы в зубчатом зацеплении, подшипниковых опорах, ОУП, виброускорения, которые необходимы для определения нагрузок на болты, крепящих редуктор к раме.

Влияние типа опор на ОУП и силы в зацеплении показаны на рис.8: кривые 1 - роликовые конические, 2 - шариковые радиальные подшипники. Как видим, установка шариковых подшипников ведет к снижению точности работы передачи (рис. 8,а) и увеличению нагруженности зубчатого зацепления (рис. 8,б) а, следовательно, и подшипниковых опор.

На рис.9 показано распределение нагрузок по зубьям колеса. При окружной скорости колес выше 10 м/с появляется зона повышенной нагруженности зубьев. Силы в этой зоне растут с увеличением скорости, особенно для передачи с опорными узлами на шарикоподшипниках. На рис.10,а показана зависимость коэффициента динамичности нагрузки от окружной скорости колес для передачи на подшипниках шариковых и роликовых. Сплошные линии - расчет по разработанной модели, пунктирная - расчет по методике ИСО, треугольники - экспериментальные данные. Как видим при окружных скоростях выше 10 м/с расчетные данные по предлагаемой методике хорошо согласуются с экспериментами Айрапетова Э.Л. и Косарева О.И., и значительно отличаются от результатов расчетов по рекомендуемой в настоящее время методике ИСО. На рис.10,б показана зависимость коэффициента динамичности от нагруженности передачи на шарикоподшипниках (кривая 1) и роликоподшипниках (кривая 2). Окружная скорость колес 13 м/с. Как видим для недогруженных передач коэффициент динамичности выше, чем для нагруженных. То есть в недогруженной передаче силы в зацеплении могут быть равны силам в передаче, нагруженной номинальным моментом за счет динамических процессов и отрывных режимов работы зубьев. Проанализировано влияние инерционных масс на выходном валу на появление резонансных зон, вызванных крутильными колеба



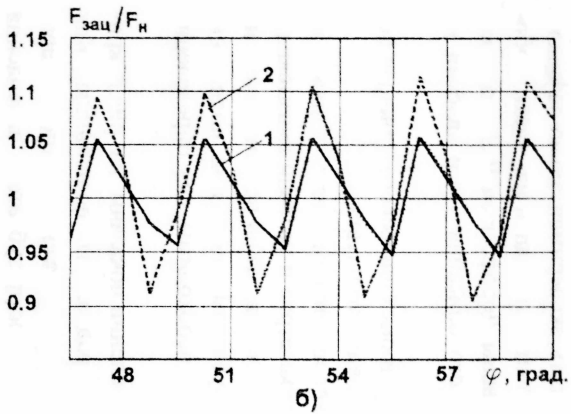


Рис. 8

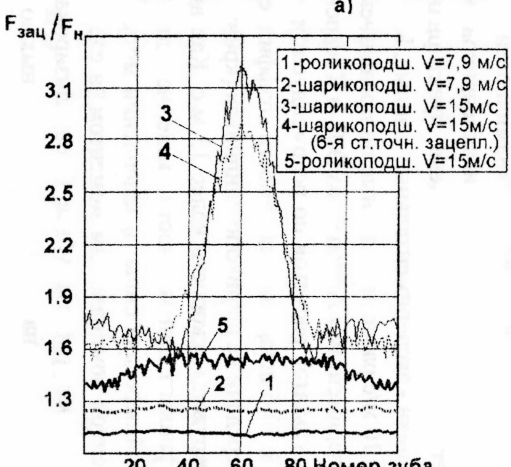


Рис. 9

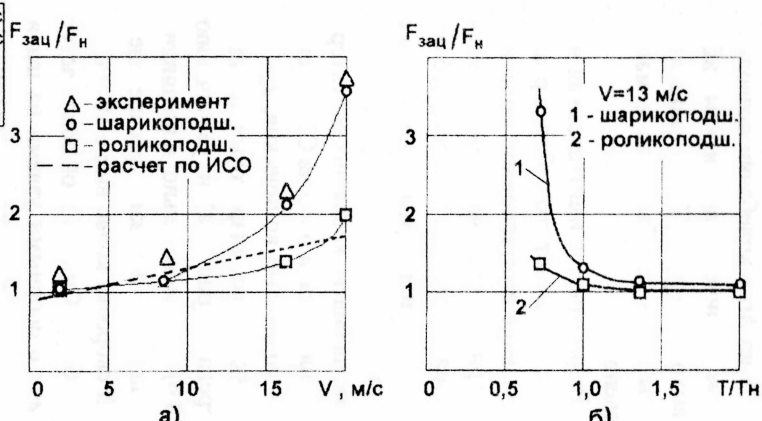


Рис. 10

ниями на зубцовой частоте. Показано, что для инерционных масс сопоставимых с инерционными массами полумуфт, устанавливаемых на выходном валу, при окружных скоростях 10 м/с и выше может наступить недопустимое увеличение нагрузки в зацеплении. Таким образом, установка муфты для демпфирования колебаний, вызванных внешней нагрузкой может привести к резонансу, вызванному внутренней динамикой передачи. Разработанная имитационная модель позволяет выявить недопустимые режимы работы привода.

Глава 5. В процессе работы происходит изнашивание, как зубчатых передач, так и подшипников, что приводит к изменению динамических характеристик привода.

Изучение закономерностей изнашивания и разрушения смазки позволяет прогнозировать изменение динамических характеристик во времени и оценивать параметрический ресурс.

Вопросам изнашивания зубчатых передач посвящено достаточно много работ и в настоящее время существуют методики, позволяющие определить ресурс передачи по критерию износа. В них расчет величины износа зубьев ведется, как правило, по усредненной нормальной удельной нагрузке в зацеплении. В развитие существующих работ расчет изнашивания зубьев колес ведется не по средним нагрузкам, а по фактическим нагрузкам в каждой точке контакта на профилях зубьев, действующим в данный момент времени с учетом динамики. Так как зубья колес нагружены неодинаково, то и износ их будет разным.

На рис.11 показаны эпюры распределения величины износа разных зубьев колеса за срок службы 5000 часов. Рассчитывались зубья цементованные (59 HRC), смазочный материал - масло И-Г-А-32. Как видим, эпюра износа по высоте зуба неравномерная, точки на профиле с максимальным износом на зубьях с №1 и №60 располагаются в разных местах. Характер износа профиля зуба качественно хорошо согласуется с экспериментальными данными, например, Леликова О.П., Нажесткина Б.П., Смирнова Н.А. (рис.12). Износ по высоте одного и того же зуба колеса при разных окружных скоростях показан на рис. 13. Как видим, с ростом окружной скорости от 10 до 13 м/с (кривые 1 и 2) величина износа падает, т.к. решающее влияние на величину износа играет толщина масляной пленки. Дальнейшее увеличение скорости ведет к размыканию зубьев и увеличению нагрузки в зацеплении, и эпюра износа по высоте зуба становится более неравномерной (кривая 3).

Таким образом, предлагаемая математическая модель позволяет оценить величину износа зубчатого зацепления при проектировании, прогнозировать изменение динамических характеристик передачи во времени и уточнить ее проектный ресурс.

Что же касается подшипников качения, то до настоящего времени не существует надежных способов расчета их изнашивания. В качестве приближенного рекомендуется расчет, приведенный в справочной литературе по подшипникам качения. Эта методика комплексно отражает условия эксплуатации подшипников механизмов различного назначения.

Однако при проектировании подшипникового узла по критерию износа желательно проанализировать влияние конкретных параметров эксплуатации на его работоспособность. Это - нагрузки и напряжения в контакте, толщина смазочной пленки, режимы работы подшипника, другие факторы, необходимые для прогнозирования долговечности подшипникового узла.

В работе создана математическая модель изнашивания подшипников качения, учитывающая несущую способность масляного слоя, микрогеометрические свойства контактирующих поверхностей, а также физические свойства смазочного материала.

Рассматривается контактирование дорожек качения внутреннего и наружного колец подшипника с телами качения. Получены зависимости для определения скоростей скольжения в направлении большой и малой осей эллипса контакта с учетом верчения шариков вокруг трех осей и с учетом дифференциального проскальзывания, связанного с переменными радиусами кривизны контактирующих поверхностей под нагрузкой, и с учетом погрешностей дорожек качения и тел качения.

Расчеты показали, что скорости верчения тел качения не превышают 1 ...1,5 % от кинематической скорости их вращения.

Известно, что толщину изношенного слоя в контакте можно приближенно определить как произведение интенсивности изнашивания I_h на путь трения скольжения в пределах пятна контакта за один цикл нагружения.

Анализ существующих зависимостей по определению интенсивности изнашивания различных механизмов показал, что для расчета интенсивности изнашивания колец подшипника с учетом несущей способности масляного слоя, микрогеометрических свойств контактирующих поверхностей, а также физических свойств смазочного материала можно рекомендовать формулу, аналогичную зубчатым передачам, но с другими коэффициентами.

$$I_h = K\left(\frac{W_H R_a}{\mu v_{sk} s_m \alpha H}\right)^{m_1} N_u^{-m_2}, \qquad (6)$$

где коэффициент К и показатели степени m_1 и m_2 определяются на основании экспериментальных данных; W_H - удельная расчетная нормальная нагрузка в контакте, Н/м; R_a - среднеарифметическое отклонение профиля, мкм, μ- динамическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре, Па·с; v_{sk} -

суммарная скорость качения, м/с; s_m - средний шаг неровностей поперек следов обработки, мкм; α - пьезокоэффициент вязкости смазочного материала, $1/Па^{-1}$; H - микротвердость контактирующей поверхности, 1Па; $N_ц$ - число циклов нагружения.

Дополнительный анализ и обработка представленных в литературе экспериментальных данных позволили получить значения показателей степеней и коэффициента K: m_1=0,87, m_2=0,3, K= $7{,}5\cdot10^{-10}$ для контакта тела качения с дорожкой внутреннего кольца и K= $1{,}5\cdot10^{-10}$ для контакта с наружным кольцом.

Сравним величину расчетного износа типоразмерного ряда подшипников с данными по износу, приведенными в справочной литературе.

На рис.15 приведены результаты расчета величины изнашивания типоразмерного ряда шариковых подшипников средней серии за время работы 10000 часов при относительной нагрузке $F_п/C_г$=0,15. Кривые 1 и 2 - износ подшипников для малых и средних редукторов соответственно по справочной литературе; кривые 3, 4, 5, 6 - расчетные по предлагаемой методике при и частоте вращения внутреннего кольца подшипника $n_к$=50, 100, 500 и 1500 $мин^{-1}$ соответственно и кинематической вязкости смазочного материала ν=20 $мм^2/с$, 7- $n_к$=100 и ν=40 $мм^2/с$. Как видим, расчетные величины износа хорошо согласуются с литературными данными в широком диапазоне скоростей. Таким образом, для описания интенсивности изнашивания подшипников качения вполне удовлетворительно подходит предлагаемая зависимость (6).

Проанализируем влияние различных факторов на износ подшипников. На рис.16 показано влияние вязкости смазочного материала и скорости вращения внутреннего кольца шарикоподшипника на толщину смазочного слоя в контакте тел качения с дорожками. По оси абсцисс откладывается диаметр внутреннего кольца подшипника, по оси ординат - относительная толщина смазочной пленки.

Как видим, большинство подшипников качения работают при граничном или смешанном режиме смазывания.

При проектировании червячной передачи по критерию износа желательно проанализировать влияние конкретных параметров эксплуатации на ее работоспособность. Это - характеристики смазочного материала, режимы работы , величины нагрузки и другие факторы, необходимые для прогнозирования долговечности червячной передачи. Однако такой методики в настоящее время нет.

В работе предпринята попытка адаптировать имеющийся математический аппарат по определению износа зубчатых передач для расчета износа червячных передач. Интенсивность изнашивания определялась по формуле,

аналогичной (6), а значения коэффициентов К, m_1 и m_2 были получены на базе экспериментов.

Экспериментальные исследования червячных мотор-редукторов 5МЧ-80 и 5МЧ-125 Барышского АО "Редуктор" проводились в испытательном центре "Детали машин" МГТУ им. Н.Э.Баумана с участием автора данной работы.

В редуктор был залит смазочный материал ТАД-17 до контрольного уровня. Износ измерялся по трем контрольным зубьям, расположенным через 120^0, в семи сечениях по ширине и в семи сечениях по высоте рабочей поверхности зуба. Измерения проводились по нормали к поверхности с помощью штангензубомера с точностью не ниже 0,005 мм.

На рис. 14 показана расчетная кривая износа зубьев колеса червячного редуктора 5МЧ-125 (сплошная линия), полученная по предлагаемой формуле интенсивности изнашивания и экспериментальные данные (кружочки). Величина установившейся интенсивности изнашивания определялась по градиенту скорости изнашивания, полученной в результате периодических измерений в процессе ресурсных испытаний редуктора. Как видим расчетные и экспериментальные данные удовлетворительно согласуются.

Таким образом, разработанная модель позволяет прогнозировать параметрический ресурс червячной передачи по критерию изнашивания.

Глава 6. Технология доводки конструкции при разработке и изготовлении нового образца механического оборудования включает последовательность циклов длительных ресурсных испытаний опытного образца с целью выявления слабых узлов, установления причин выхода их из строя, доводки конструкции и назначения сроков проведения ремонтных работ во время эксплуатации.

Испытание на надежность привода как высококачественного изделия будет заключаться в оценке изменения выходного параметра (одного или нескольких) во времени. При этом главную роль играет фактор времени, который определяет выбор метода и объема испытаний. Один из путей сокращения времени испытаний - сочетание испытания с прогнозированием.

Для этой цели в САПР-МП включен диагностический комплекс. При проектировании диагностического комплекса особое внимание обращалось на обеспечение максимального экономического эффекта. Поэтому в перечень элементов, охватываемых диагностированием, включались не все узлы или детали, входящие в конструкцию привода, а только те из них, которые лимитируют ресурс. Это зубчатые передачи и их подшипниковые узлы .

При оценке технического состояния зубчатых передаточных механизмов наибольшее распространение получили методы виброакустической диаг-

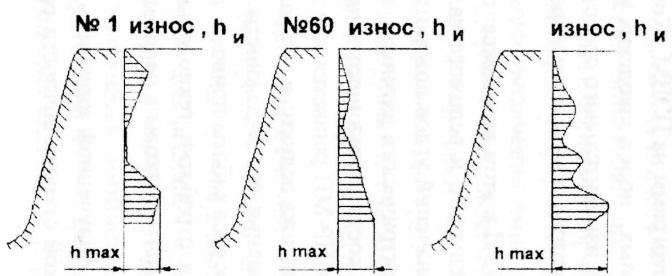


Рис. 11

Рис. 12

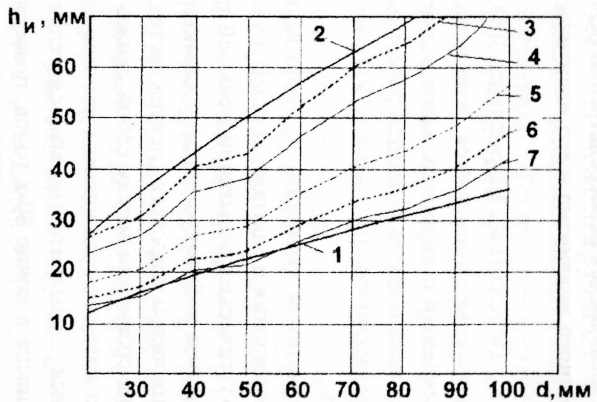


Рис. 15

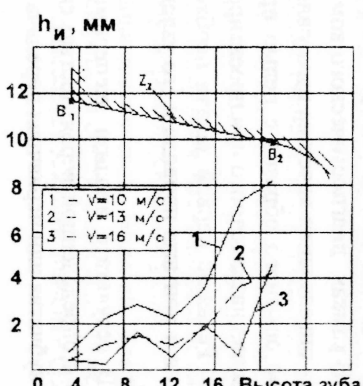


Рис. 13

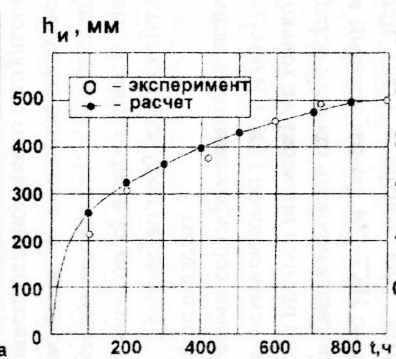


Рис. 14

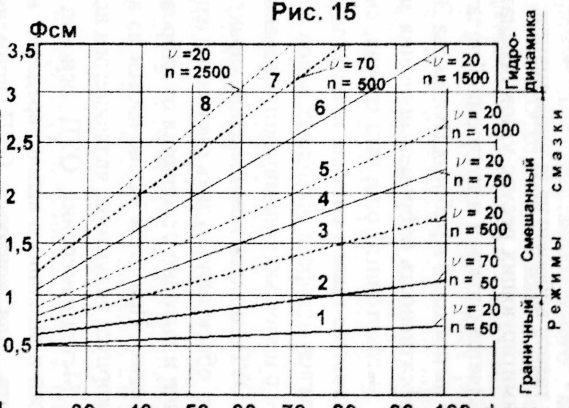


Рис. 16

ностики, основанной на анализе вибросигнала, снимаемого с корпуса. Выделение из такого вибросигнала информации, касающейся непосредственно основных лимитирующих ресурс узлов передаточного механизма и его идентификации, является сложной и трудоемкой задачей.

Как показано в работах Вулгакова Э.Б., Попова П.К., Штриплинга Л.О. и др. эффективность виброметрирования значительно повышается, если использовать высокоточный опорный сигнал, снимаемый с выходных валов редуктора. В качестве такого сигнала предлагается использовать функцию рассогласования углов поворота выходных валов передаточного механизма (ОУП), получаемую с помощью кинематометрирования.

ОУП, являясь комплексной характеристикой совместно с люфтом, позволяет объективно судить о качестве изготовления и монтажа деталей и узлов передачи и выгодно отличается от виброакустических испытаний меньшей трудоемкостью. При этом исключаются из анализа виброакустические характеристики корпуса редуктора, являющегося источником широкого спектра частот.

Метод измерения ОУП основан на сравнении между собой движения входного и выходного валов передачи, на которых установлены датчики угла поворота. Для контроля ОУП применялся измерительно-вычислительный комплекс ИКТ-2М, разработанный в г. Минске в конце 80-х годов, позволяющий автоматизировать процесс обработки кинематограмм на ПЭВМ. Комплекс успешно прошел проверку не только в лабораторных, но и в заводских условиях. Он рекомендован ГОСТ Р 604-7-92 в качестве измерительного средства при проведении сертификационных испытаний редукторов общемашиностроительного производства.

Устройство получения сигнала функции ОУП в этом комплексе основано на весовом суммировании углов поворота ведущего и ведомого валов исследуемого механизма, а определение текущих значений углов поворота валов производится с помощью импульсных фотоэлектрических датчиков, выдающих фиксированное число импульсов за оборот соответствующего звена.

В рамках диагностического комплекса САПР-МП решается две задачи: первая - определение качества изготовления и монтажа редуктора, вторая - испытание опытного образца с целью прогнозирования его надежности и подтверждения назначенного при проектировании ресурса работы привода.

Решение первой задачи необходимо для отработки технологии изготовления и монтажа привода и его узлов. Рассмотрим подходы к решению этой задачи.

В результате анализа экспериментально полученной кинематограммы можно с определенной вероятностью сказать какой степени точности соответствует зубчатая или червячная передача.

Экспериментальную кинематограмму для предварительного анализа точности изготовления зубчатой передачи необходимо снимать в режиме непрерывного вращения на небольших скоростях и нагрузках, т.е. в измерительных условиях. Тогда с точностью, достаточной для инженерных расчетов, можно принять, что допуски на накопленную погрешность шага зубчатых колес, связанные с частотами вращения валов, будут равны E_i– Epi, а суммарный допуск на погрешность профилей зубьев обоих колес, связанный с частотой пересопряжения зубьев - $E_z=f_{f1}+f_{f2}$ (рис.17).

По значениям E_i и E_z можно с определенной вероятностью сказать с какой степенью точности изготовлена и смонтирована передача, а также ее отличие от заложенной точности при проектировании.

Для решения второй задачи в рамках диагностического комплекса необходимо создать диагностическую модель, с помощью которой можно было бы по экспериментально полученной кинематограмме определить нагруженность лимитирующих работоспособность узлов привода, тем самым исключить трудоемкий процесс тензометрирования при определении нагрузок в зубчатом зацеплении и опорных узлах.

Как уже отмечалось выше, кинематограмма отражает динамические процессы, происходящие в приводе и по значениям параметров этих процессов можно судить о техническом состоянии привода. Кроме того, между интенсивностью импульсов, их амплитудой и техническим состоянием имеется функциональная связь. Например, на рис.17 показан фрагмент кинематограммы червячного редуктора, имеющего дефектный зуб колеса, проявляющийся в виде резкого увеличения амплитуды зубцовой составляющей кинематограммы.

Дефекты изготовления и монтажа проявляются в низком диапазоне частот (300 Гц). Поэтому для оценки технического состояния передаточного механизма во время его работы в составе привода при эксплуатационных скоростях и нагрузках нет необходимости в разработке специальных диагностических моделей, а можно воспользоваться уже имеющейся динамической моделью.

Однако по сравнению с рассмотренной выше задачей динамики привода необходимо решить обратную ей задачу. То есть, по экспериментально полученной кинематограмме в виде табулированной функции и ее разложения в ряд Фурье получить реакцию привода в виде нагрузок в зацеплении и на подшипниковые опоры, виброскоростей и виброускорений основных узлов.

Адекватность имитационной и диагностической моделей достигается предварительной их "настройкой" на конкретный образец привода. В результате непродолжительного эксперимента записывается текущее значение ОУП на

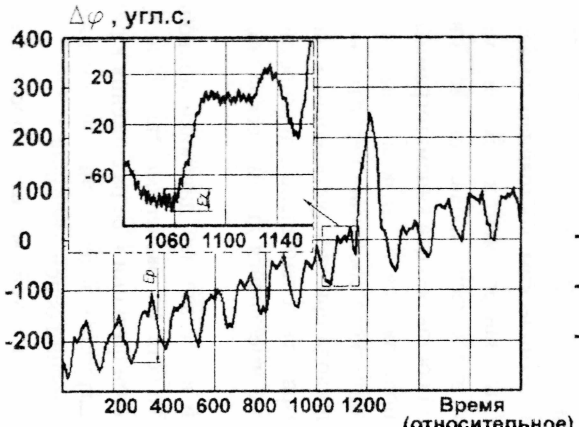


Рис. 17

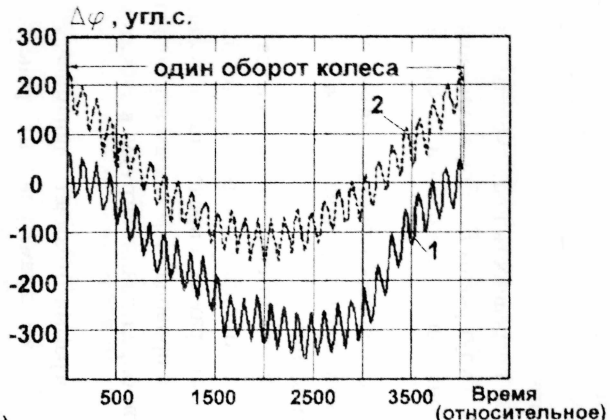


Рис. 18

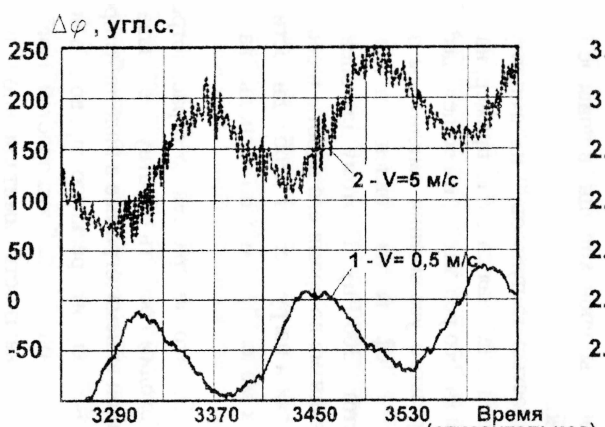


Рис. 19

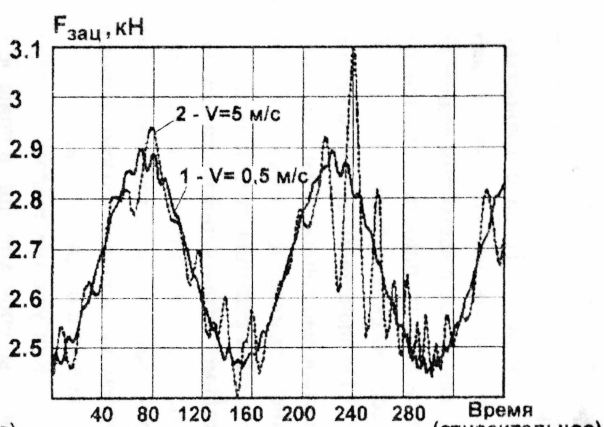


Рис. 20

нескольких оборотах выходного вала и определяется ее амплитудно-частотный состав. Адекватность достигается подбором коэффициентов демпфирования и уточнением жесткостных параметров модели.

Например, на рис.18 показаны экспериментальная (кривая 1) и расчетная (кривая 2) кинематограммы червячного редуктора 5Ч-80. Из анализа амплитудно-частотного состава экспериментальной и расчетной кинематограмм можно сделать вывод, что результаты математического эксперимента на расчетной модели вполне адекватны стендовым испытаниям.

После получения адекватных для конкретного образца математических моделей проводится математический эксперимент на имитационной модели с целью выявления наиболее информативных с точки зрения дефектов изготовления и монтажа режимов работы привода.

Далее составляется программа стендовых испытаний опытного образца. Устанавливается уровень скоростей и нагрузок, при которых нужно вести запись кинематограммы и АЧХ при плавном изменении скоростей с помощью частотного преобразователя. Кроме того, устанавливается временной интервал проведения необходимых замеров.

На рис. 19 показаны экспериментальные кинематограммы, полученные при разных окружных скоростях, а на рис. 20 - силы в зацеплении, рассчитанные с помощью диагностической модели по этим кинематограммам. Как видим, увеличение скорости ведет к увеличению амплитуды зубцовой составляющей функции ОУП и динамической составляющей нагрузки в зацеплении. По этим данным, в свою очередь, делается прогноз о надежности привода и его ресурсе, для чего разработаны соответствующие математические модели.

Основные результаты и выводы

1. В работе предложен принципиально новый подход к определению технического состояния электромеханического привода и прогнозированию его ресурса, заключающийся в анализе точностных параметров привода в виде временной функции ошибки углового положения выходных валов (ОУП).

Показано, что функция ОУП является чрезвычайно информативной, отражает качество изготовления и монтажа, динамические процессы, происходящие в приводе, а также его нагруженность.

2. Впервые удалось связать не только качественно, но и количественно точностные параметры механических передач с их нагруженностью. Разработанная для этой цели расчетно-экспериментальная диагностическая модель позволяет теоретически определить действительные нагрузки в зацеплении и в подшипниковых узлах, используя при этом в качестве исходной информации функцию ОУП.

3. С учетом спектральных составляющих функции ОУП разработана имитационная модель электропривода с механической передачей на подшипниках качения, используемая на стадии проектирования.

В этой модели учтены переменная жесткость зубчатого зацепления, подшипниковых опор в зависимости от нагрузки, а также, впервые в расчетной практике, переменная жесткость подшипниковых опор по углу поворота, что вызвано погрешностями их изготовления и монтажа. Это позволило объяснить качественно и оценить количественно экспериментально зафиксированное увеличение амплитуды функции ОУП и нагрузок на части оборота приводного вала исполнительного механизма.

Разработана модель изнашивания подшипников качения, включенная составным модулем в имитационную модель привода, а также модель изнашивания зубчатого зацепления позволяют имитировать изменение динамических характеристик привода за время его работы.

4. Разработанные математические модели позволили проанализировать влияние точности изготовления зубчатых передач, типов подшипников и их класса точности на динамическую нагруженность зубчатого зацепления и подшипниковых опор, а также оценить на стадии проектирования изменение этих характеристик, связанное с износом.

Анализ показал, что коэффициенты динамической нагрузки в зацеплении при окружных скоростях 10 м/с и выше в зависимости от конструкции опор могут превышать примерно в 1,5 ...2 раза значения, рекомендуемые ГОСТом 21354-87.

5. Разработано прикладное математическое и программное обеспечения, включенные в систему автоматизированного проектирования САПР-МП, которая позволяет повысить качество проекта за счет выбора оптимальных параметров при заданных условиях эксплуатации привода, а также адекватно определить нагрузки в зубчатом зацеплении и подшипниковых опорах механических передач, что повышает достоверность прогноза ресурса привода.

6. Результаты работы нашли применение при создании ряда путевых машин различного назначения. Анализ существующих конструкций механических трансмиссий путевых машин, проведенный с помощью разработанной САПР-МП, позволил установить причины имевших место отказов и дать рекомендации по их устранению. Разработанный диагностический комплекс использовался при сертификации продукции в аккредитованном Госстандартом РФ Испытательном Центре "Детали машин" МГТУ им. Баумана. Теоретические положения работы используются в учебном процессе, в частности в разделе "Диагностика механического привода" курса лекций по основам проектирования машин.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Андриенко Л.А. Прогнозирование ресурса подшипников качения по критерию изнашивания // Справочник. Инженерный журнал. - 2001.- №9.- С 25-28

2. Андриенко Л.А. Учет влияния смазочного материала при расчете нагрузочной способности зубчатых передач и подшипниковых узлов // Справочник. Инженерный журнал.-2001.-№10.-С.26-29.

3. Андриенко Л.А. Автоматизированное проектирование приводов следящих систем // Известия вузов. Машиностроение.-1997.- № 4-6.-С.33-39.

4. Андриенко Л.А. Влияние подшипниковых узлов на работу зубчатой передачи // Проблемы обеспечения надежности и качества зубчатых передач: Тез. докл. Междун. научн.-практ. конф. - СПб, 1996.- С. 9-10.

5. Андриенко Л.А. Влияние подшипниковых опор на динамические процессы в зубчатых передачах // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. междун. конф.- Харьков, 1997.- С.32-33.

6. Андриенко Л.А. Диагностика в составе САПР механического привода //Точность технологических и транспортных систем: Тез. докл. 4-й междун. научн.-техн.конф.- Пенза, 1998.-С.66.

7. Андриенко Л.А. Оптимальное проектирование электромеханических приводов //Динамика систем, механизмов и машин: Тез. докл. 3-й Междунар. науч.-техн. конф.- Омск, 1999.- С.92.

8. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Выбор чисел зубьев колес планетарных передач при автоматизированном проектировании // Вестник машиностроения.- 1991.- 5.- С.50-52.

9. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Вопросы автоматизированного проектирования приводов с механическими зубчатыми передачами // Материалы научн.-техн. и научн.-методич. конф., посвященных 50-летию МАМИ.- М.-1989.- С.261.

10. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Многокритериальная оптимизация волновой зубчатой передачи (ВЗП) //Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана.-1988.- № 514.- С. 32-45.

11. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Параметрическая оптимизация планетарных зубчатых передач // Гидростатодинамические опоры высокоскоростных роторов и механические передачи: Сб. научных трудов ХАИ.- Харьков, 1991.- С.108-115.

12. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Автоматизированное проектирование цилиндрических и планетарных зубчатых передач //Тенденции повышения нагрузочной способности передач зацеплением: Тезисы докл. научн.-техн. конф. - Кишинев, 1989.- С. 7-8.

13. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Подшипниковые узлы механических приводов в системе автоматизированного проектирования // Известия вузов. Машиностроение. - 1997. - № 1-3. - С.34-39.

15. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Структурный синтез передаточных механизмов в составе механических приводов //Точность технологических и транспортных систем: Тез. докл. 4-й Междун. научн.-техн.конф.- Пенза, 1998.- С.68.

16. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Податливости элементов волновых зубчатых передач //Известия вузов. Машиностроение.-1999. -№1-3. -С.37-45.

17.Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Жесткость подшипниковых узлов //Динамика систем, механизмов и машин: Тез. докл. 3-й Международной науч.-техн. конф.- Омск, 1999.- С.93.

18. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Имитационное моделирование в системе проектирования электромеханического привода //170 лет МГТУ им. Баумана: Тез. докл. научн.-техн. Конференции; В 2 ч. -М., 2000.- Ч.1.-С.113.

19. Выбор типов силовых передач для вращения опорно-поворотных устройств высокой точности и динамичности: Отчет о НИР / МВТУ. Руководитель темы П.К.Попов. - ГР № 78077057, Инв. № Б914638.- М., 1980.-160 с.

20. Разработка и исследование волновой зубчатой передачи поворотного устройства: Отчет по теме / МВТУ. Руководитель темы П. К. Попов . - ГР № 77029116, Инв. № Б914645.- М.,1980.-120 с.

21. Внедрение уникальной волновой передачи в поворотное устройство спецназначения: Отчет по теме / МВТУ. Руководитель темы С.А.Шувалов.- ГР № 81069208, Инв. № Б914645- М.,1983.- 176с.

22. Разработка конструкций, методов расчета и автоматизированное проектирование силовых приводов: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы С.А.Шувалов. - ГР № 0190003576, Инв. № 01940002003.-М.,1990.-78 с.

23. Разработка подсистемы интегрированной САПР механического привода (САПР-МП): Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы С. А. Шувалов. - ГР № 01940003446, Инв. № 02940003006.- М.,1998.- 123 с.

24. Разработка диагностического комплекса в составе САПР механического привода (САПР-МП): Отчет по теме /МГТУ. Руководитель темы С.А.Шувалов. - ГР № 01970004483, Инв. № 02980002006.- М.,1999.- 75 с.

25. Андриенко Л.А., Фирсаев А.Ф. Применение волновых зубчатых передач в технологическом оборудовании //Конструкция, расчет и производство: Тез. докл. научн.-техн. конф. - Свердловск,1983. -С.32.

26. А.С. 13226 (СССР). Волновая зубчатая передача / Л.А.Андриенко, А.Ф.Фирсаев. // Б.И.- 1983.- №31.