

М498404

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

АНДРИЕНКО Людмила Анатольевна

УДК 601.3:621.833

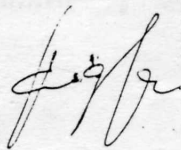
АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ
МЕХАНИЗМОВ В СОСТАВЕ ПРИВодОВ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ

05.02.02 - Машиноведение и детали машин

05.13.12 - Системы автоматизации проектирования

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор ШЕВАЛОВ С.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор СНЕСАРЕВ Г.А.

доктор технических наук,
профессор НОРЕНКОВ И.П.

Ведущее предприятие - Московский агрегатный завод
"Держинец"

Защита диссертации состоится " 15 " января 1992 г.
в 10 ч. на заседании специализированного совета "Машино-
строение" К С53.15.11 при Московском ордена Ленина, ордена
Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени
государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана
по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5

Ваши отзывы в 2-х экз
высылать по указанному адр

С диссертацией можно
им. Н.Э.Баумана

Аннотация разослана

УЧЕНЫМ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА

Объем I п.л. Тираж 100 экз
Подписано к

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1498404

Андреевко Л.А. Автоматизиро

М498404

7

Актуальность. В настоящее время созданию САПР зубчатых передач и редукторов уделяется большое внимание как в нашей стране так и за рубежом, что подтверждается большим количеством конференций и многочисленными публикациями.

Несмотря на большое количество созданных программных средств по расчету и оптимизации параметров зубчатых передач, вопрос автоматизации начального этапа проектирования (структурного синтеза) привода остается открытым. Этот этап наиболее трудоемкий и ответственный, т.к. от принятого на данном этапе решения зависит качество проекта в целом. Особенно это важно для приводов с длинными кинематическими цепями, состоящих из многих передач различного типа.

Поэтому сокращение сроков проектирования и повышение качества проекта за счет многовариантности проектирования и выбора оптимальных параметров на этапе технического предложения является актуальной задачей.

Цель работы. Разработка методов оптимального проектирования на стадии технического предложения передаточных механизмов в составе приводов следящих систем.

Методы исследования. В работе использованы: методы системного анализа как при построении системы, так и при исследовании объекта и самого процесса проектирования. При решении задачи оптимизации использовался аппарат теории принятия решения и теории нечетких множеств. При разработке математических моделей использовалась теория подобия сопротивления усталости, вероятностные методы расчетов.

Научная новизна работы состоит в создании САПР, позволяющей автоматизировать структурный синтез и определить оптимальные параметры зубчатых передаточных механизмов в составе приводов следящих систем в условиях нечеткой исходной информации.

Практическая ценность:

- разработана САПР для проектирования передаточных механизмов на стадии технического предложения, позволяющая существенно сократить время проектирования и повысит качество проекта;
- разработанные математические модели разных иерархических уровней позволяют сделать систему оперативной и процесс проектирования непрерывным;



- предложен способ учета нечеткой исходной информации при проектировании, позволяющий использовать опыт и интуицию проектировщика, а также выбирать оптимальный вариант проектного решения;

- разработанное программное обеспечение позволяет легко проводить модернизацию системы и включать ее в качестве подсистемы в сквозные САПР.

Реализация. Часть исследований и разработок, описанных в диссертации, используется при проектировании приводов летательных аппаратов и приводов следящих систем астрофизического назначения.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технической конференции, посвященной 50-летию МАМИ в 1989 г., на республиканской научно-технической конференции в КТИ им. С.Лазо (г. Кишинев в 1989 г.), на заседании научно-технического семинара кафедры "Детали машин" МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1991г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано четыре печатных работы.

Объем работы. Диссертация представлена на 170 страницах и включает в себя введение, четыре главы, раздела с основными выводами и результатами по работе; содержит 142 страницы машинописного текста, 33 рисунков, 11 таблиц, список литературы из 85 наименований и 23 страниц приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы положения, определяющие ее научную новизну.

В первом разделе конкретизирован объект исследования, дан краткий анализ существующих САПР аналогичного назначения, приведен системный анализ решаемых при проектировании передаточных механизмов приводов задач. Ставятся задачи, которые должна решать САПР, применяемая для автоматизации начальных этапов проектирования и входящая в качестве подсистемы в сквозную САПР конструирования приводов.

Интерес к созданию САПР передач и редукторов очень велик как у нас в стране, так и за рубежом. Создано достаточно большое количество программных средств, направленных на решение несомненно важных вопросов - это автоматизация инженерных расчетов передач и графических работ, подготовку производства и изготовление дета-

лей передач, а также создание программ для станков с ЧПУ. Однако, как известно, качество проекта зависит от качества принятых решений на начальных этапах проектирования. Что же касается вопроса автоматизации этапа технического предложения, то он остается практически открытым. Это связано с трудностями формализации процессов структурного синтеза, а также сложностью принятия решения, т.к. проектирование на данном этапе происходит в условиях неопределенности исходных данных.

Вопрос автоматизации поиска оптимальной компоновки особенно актуален для приводов с длинными кинематическими цепями присущими приводам следящих систем. Передаточное отношение таких приводов достигает десятки, а иногда и сотни тысяч. Поэтому даже опытному конструктору трудно ответить на вопрос из каких же передач лучше скомпоновать такой привод.

Создаваемая система должна быть направлена на оптимальное проектирование. Для этого необходимо определить критерии, по которым можно было бы оценить качество проекта привода.

Основные требования, которые предъявляются механическим приводам следящих систем, следующие:

- надежность - один из важных показателей качества. Однако она является обобщенным критерием, с помощью которого невозможно сравнить различные варианты приводов, т.к. все они должны быть одинаково надежны.
- рациональные габариты и масса; эти требования, как правило, возникают при конструировании приводов летательных аппаратов, т.к. часто приходится вписываться в заранее заданные габариты.
- КПД привода. От этого параметра зависит температура нагрева механических передач, а также потребная мощность электродвигателя.
- малая инерционность кинематической цепи; необходима для обеспечения максимальной устойчивости работы следящей системы и ее быстродействия.
- минимальное значение мертвого хода в кинематической цепи и его стабильность в процессе эксплуатации.
- минимальное значение момента страгивания, т.к. сухое трение вносит нелинейность в кинематическую цепь привода.

Требование надежности задается в форме ограничения, а остальные требования являются критериями оценки качества привода. Как видим, критерии носят противоречивый характер. Поэтому за-

дача оптимизации при проектировании является компромиссной.

Как известно, комплекс средств автоматизации проектирования включает техническое, методическое, программное, математическое, лингвистическое, информационное и организационное обеспечения.

С точки зрения разработчиков САПР в их компетенцию входит разработка методического обеспечения и тесно связанного с ним математического и программного обеспечения. Такие разделы САПР, как информационное и организационное обеспечения представляют собой самостоятельные разработки и выходят за рамки данной работы.

Таким образом для достижения поставленной в данной работе цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику и алгоритм проектирования приводов следящих систем;
- создать эффективный алгоритм поиска структуры привода;
- разработать математические модели разных иерархических уровней и проверить их адекватность;
- решить задачу параметрической оптимизации в условиях нечеткой исходной информации.

Во втором разделе рассматривается возможность формализации процесса проектирования, основные этапы и процедуры проектирования. Анализируются различные подходы и методы решения задач структурного и параметрического синтеза. Формулируется математическая постановка задачи проектирования привода и предлагаются подходы к ее решению.

Основным вопросом при создании САПР является вопрос формализации процесса проектирования. Проектирование - многоэтапный процесс. Задачи, которые ставятся на всех этапах проектирования, являются довольно сложными и для их решения необходимо применение методологии системного подхода.

Системный подход предполагает возможность расчленения сложных систем на относительно самостоятельные подсистемы. Подсистемами самого низкого порядка являются элементы. Так, например, при проектировании механического привода элементами являются зубчатые передачи, муфты, двигатель и т.д. (рис. 1). При проектировании зубчатой передачи элементами являются узлы зубчатых колес, подшипниковые узлы, узлы сателлитов и т.д. Таким образом, одной из главных задач автоматизированного проектирования является обоснованная декомпозиция системы на подсистемы, а процесса проектирования на этапы. Такое расчленение приводит к иерархичности структуры и

многоэтапности проектирования.

Согласно предложенной декомпозиции привода на верхнем иерархическом уровне базовыми элементами являются зубчатые передачи, кинематические схемы которых показаны на рис. 2. Состав элементной базы определяется на основании анализа конструкций аналогичных приводов или на основании опыта проектировщика.

Каждой САПР свойственен специфический алгоритм проектирования. Он зависит от применяемых математических методов, от способа декомпозиции и др. В данной системе заложен принцип нисходящего проектирования. Укрупненная схема проектирования привода следящих систем показана на рис. 3. На предварительном этапе необходимо построение исходной элементной базы.

Первым этапом является формирование множества критериев. Анализируя требования, предъявляемые к приводу следящих систем, назначаем следующие критерии качества: масса передаточного механизма, которая должна быть минимальной; КПД — должно быть максимальным; быстродействие, которое может быть определено через приведенный к быстроходному валу момент инерции вращающихся частей передаточного механизма, должно быть минимальным; мертвый ход, который складывается из открытого люфта и упругой закрутки системы, должен быть минимальным.

Следующий этап — компоновка передаточного механизма. В терминах САПР — это процедура структурного синтеза. Далее необходим анализ варианта, по результатам которого проводится его оценка и проверка соответствия полученного решения требованиям ТЗ. Если условия ТЗ не выполнены, то анализируется причина и принимается решение о пути продолжения проектирования.

После завершения компоновки или выбора структуры передаточного механизма проводится параметрическая оптимизация его ступеней, начиная с тихоходной. После чего принимается окончательное решение о конструкции передаточного механизма и проводятся расчеты всех элементов зубчатых передач с целью документирования и формирования ТЗ на следующий этап проектирования.

Таким образом, алгоритм проектирования состоит из процедуры синтеза и вложенных в него процедур анализа и параметрической оптимизации.

Задача структурного синтеза является наиболее трудноформализуемой и носит комбинаторный характер.

В САПР привода заложены два метода структурного синтеза. Пе-

реборный алгоритм применим, когда передаточное отношение может быть реализовано не более, чем тремя передачами. При большем количестве ступеней переборный алгоритм не применим и предлагается использовать алгоритм, основанный на принципе динамического программирования, а претендент на очередной добавляемый элемент определяется переборным алгоритмом.

- Этот алгоритм позволяет значительно сократить вычислительный процесс за счет отсеивания бесперспективных вариантов на начальной стадии проектирования. Отсев осуществляется по значению функции эффективности:

$$\Phi = \sum_{i=1}^K W_i N_i F_i(x)$$

где W_i - коэффициенты важности i -го критерия, N_i - нормирующий множитель, $F_i(x)$ - i -й критерий.

На всех иерархических уровнях решается задача оптимального проектирования, представляющая собой задачу математического программирования.

Противоречивость различных требований к приводу следящих систем, неполнота информации на ранних этапах проектирования приводят к тому, что задачу оптимизации необходимо решать в условиях неопределенности.

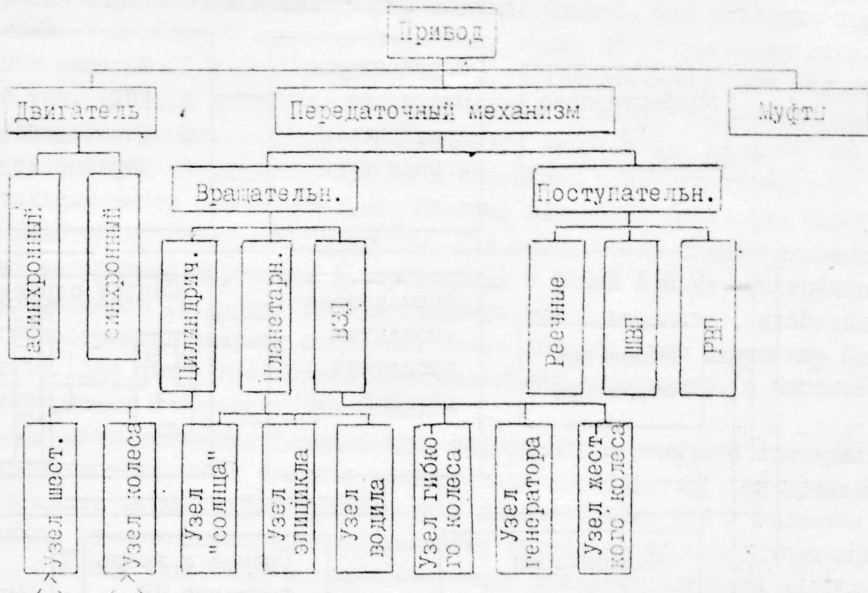
Структура передаточного механизма привода прежде всего характеризуется схемными признаками (типами зубчатых передач). Каждый тип зубчатых передач характеризуется диапазоном реализуемых передаточных отношений. Границы диапазонов не являются четкими, что является нечеткой исходной информацией. В этом случае предлагается использовать аппарат теории нечетких множеств. Диапазон передаточных отношений представляется трапецевидным нечетким множеством с функцией принадлежности $\mu_a(u)$, определяемой системой уравнений

$$\mu_a(u) = \begin{cases} 0 & u \in (-\infty, u_1) \\ (u-u_1)/(u_2-u_1) & u \in [u_1, u_2] \\ 1 & u \in [u_2, u_3] \\ (u-u_3)/(u_4-u_3) & u \in [u_3, u_4] \\ 0 & u \in (u_4, +\infty) \end{cases}$$

Чем ближе $\mu_a(u)$ к единице, тем более предпочтительнее вариант.

Как уже отмечалось, задача выбора оптимального варианта носит компромиссный характер и с точки зрения теории принятия решения заключается в определении множества Парето-оптимальных решений:

$$C^{par}(x) = \{x \in X : \forall y \in X : x \neq y \exists i : x_i > y_i\}$$



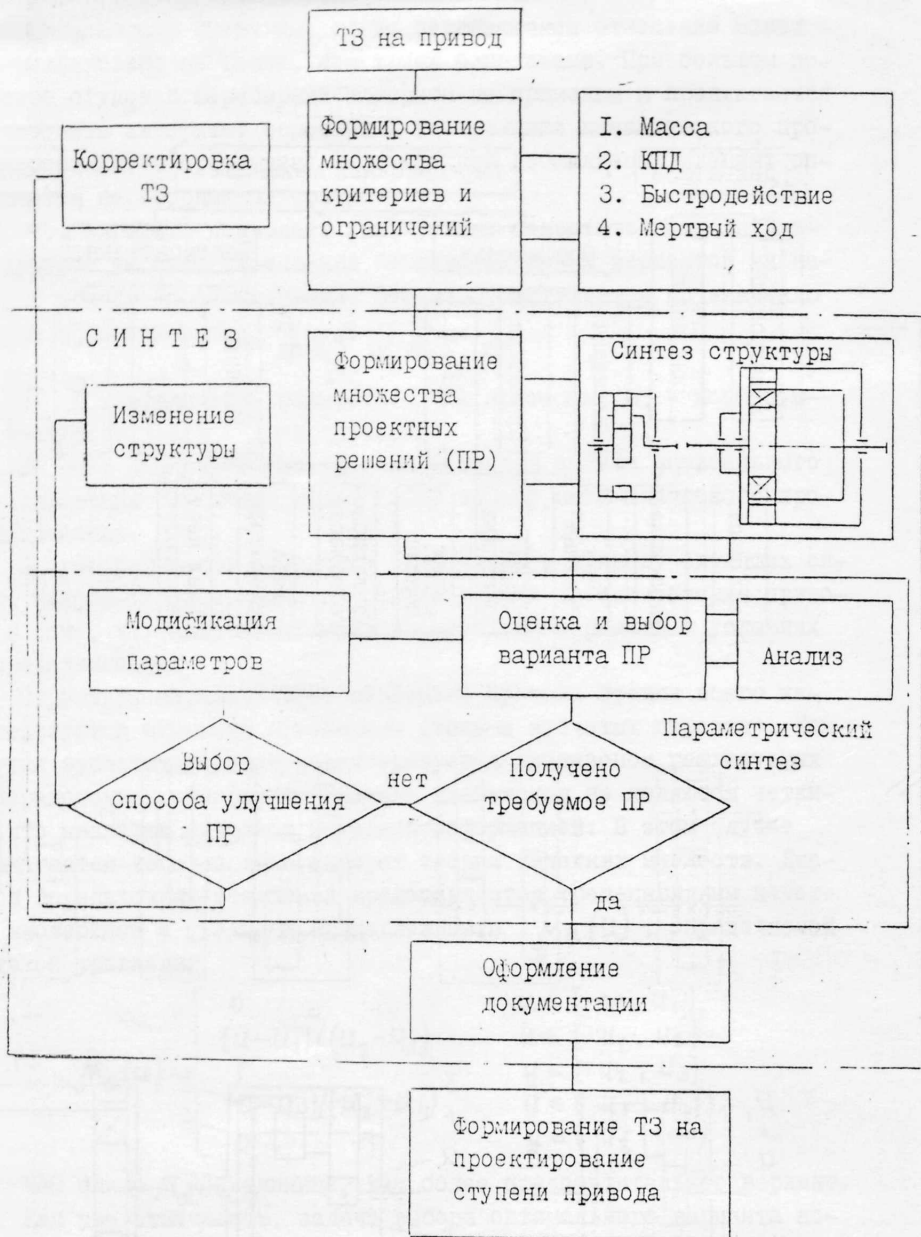


Рис. 3. Схема проектирования привода

При решении задачи параметрической оптимизации зубчатых передач использовался метод МП-поиска. Однако, как показала практика, при решении многокритериальных задач проектирования выделение множества Парето не является удовлетворительным. Это связано с тем, что при достаточно большом исходном допустимом множестве вариантов множество Парето оказывается недопустимо большим для того, чтобы конструктор был бы в состоянии осуществить окончательный выбор самостоятельно. Поэтому выделение множества Парето является предварительным этапом. Для того, чтобы сузить множество выбираемых вариантов до приемлемых с точки зрения конструктора размеров (в данной работе предлагается 3 варианта), необходимо построить бинарное отношение более сильное, чем отношение Парето. Для этого необходима дополнительная информация, в частности информация о важности критериев.

Математическая формализация информации о важности критериев представляет собой сложную задачу, т.к. конструктор, как правило, не может четко сформулировать свои предпочтения, что и является одним из источников неопределенности задачи векторной оптимизации.

Кроме известных методов получения числовых значений коэффициентов важности (например, метод экспертных оценок), в данной работе предлагается получать качественную информацию о важности критериев. Этот метод основан на попарном сравнении частных критериев. Имея предварительно полученную от конструктора информацию о важности шкалы, качественная информация легко преобразуется в количественную, но нагрузка на пользователя при этом значительно снижается.

В третьем разделе описывается математическое обеспечение САПР привода. Оно включает в себя математические модели расчета критериев качества зубчатых передач, используемых в приводах следящих систем, методы и алгоритмы структурного синтеза и параметрической оптимизации.

В зависимости от иерархического уровня математические модели делятся на модели мета-, макро- и микроуровня.

Метод динамического программирования, который используется на стадии структурного синтеза, предполагает при оценке варианта очередной ступени привода учитывать еще не скомпонованные предступени, т.е. определять критерии качества привода неизвестной структуры. Для этой цели используются модели метауровня. В них привод представляется в виде "черного ящика", обладающего наилуч-

шими значениями критериев качества. Эти модели являются аппроксимацией зависимостей, полученных расчетом критериев для различных типов передач из элементной базы по точным моделям (моделям микроуровня) в диапазоне передаточных отношений от 1,5 до 320 и вращающего момента от 10 до 10000 Н.м. Например:

масса: $M = 0,015T + 0,05$

приведенный момент инерции: $I_{np} = 1,35 \cdot 10^{-4} \cdot T^{1,04} - 0,0057$

мертвый ход: $\varphi_{m \text{ в}} = 3,098 - 1,775 \cdot 10^{-3}T$

Модели макро- и микроуровней предназначены для определения критериев качества привода и оптимизации параметров зубчатых передач на стадии структурного синтеза и параметрической оптимизации. Модели представляют собой методики расчета критериев отдельных типов передач.

I. Расчет на прочность и вероятность неразрушения зубчатых цилиндрических, планетарных и волновых передач (ВЭП).

Цилиндрические и планетарные зубчатые передачи рассчитываются на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев и на сопротивление усталости при изгибе по ГОСТ 21354-87. Модули зацепления выбираются по ГОСТ 9563-80, межосевые расстояния – по ряду предпочтительных чисел линейных размеров R_{d40} (ГОСТ 6639-69). Эта методика используется в моделях микроуровня.

В моделях макроуровня сделаны следующие упрощения:

а) расчет на сопротивление усталости при изгибе ведется только по шестерне;

б) расчет планетарной передачи, выполненной по схеме ВНА (схема 6, рис. 2), ведется по зацеплению "f-b", а планетарной передачи по схеме ЗК (схема 7, рис. 2) – по зацеплению "f-e";

в) для многоступенчатых передач суммарное передаточное отношение распределяется между ступенями поровну.

Расчет для моделей микроуровня ведется по методике, предложенной С.А.Шуваловым. В моделях макроуровня предварительные размеры ВЭП определяются по упрощенным зависимостям. Диаметр гибкого колеса определяется из расчета на сопротивление усталости по напряжениям от изгиба $D_{из}$ и по заданной долговечности подшипников генератора волн D_n . Из двух диаметров выбирается больший.

2. Масса передач.

Масса цилиндрической передачи складывается из массы колес и валов, планетарной передачи, кроме того, и массы воила. Масса волновой зубчатой передачи определяется как сумма массы колес, массы генератора волн и массы валов.

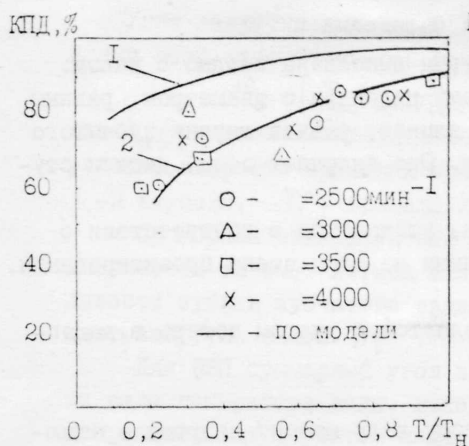


Рис. 4. Значения КПД зубчатых передач: I - одноступенчатой, 2 - двухступенчатой

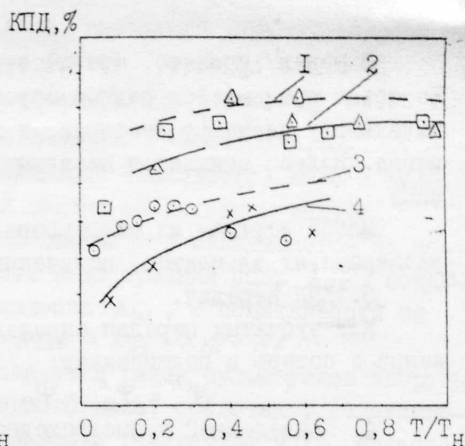


Рис. 5. Значения КПД - для ВЗП: I - консистентная, 2 - жидкая смазка; для ЗК - 3 - $\mu = 32$, 4 - $\mu = 115$

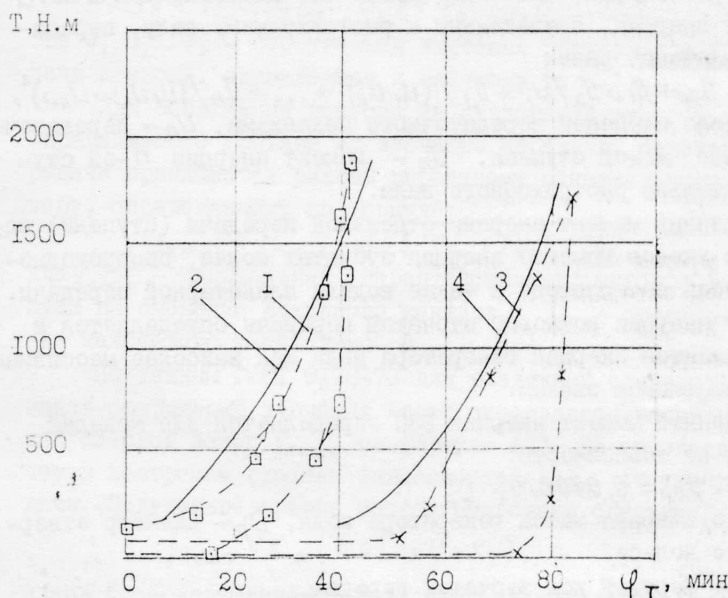


Рис. 6. Взаимосвязь вращающего момента и угла поворота тихоходного вала - для ВЗП: I - эксперимент, 2 - расчет; для ЗК: 3 - эксперимент, 4 - расчет при $\mu = 115$

В модели принято, что шестерня выполнена заодно с валом. Ее объем принимается равным объему цилиндра с диаметром, равным начальному диаметру шестерни, и длиной, равной ширине зубчатого венца. Колесо считается насадным. Оно включает обод, диск и ступицу.

Масса передач на микроуровне уточняется в соответствии с размерами их элементов, полученными на этом этапе проектирования.

3. КПД передач.

КПД зубчатых передач определяется с учетом потерь в зацеплении и потерь в подшипниках:

$$\psi^h = \psi_3^h + \psi_n^h$$

4. Приведенный к быстроходному валу момент инерции вращающихся масс зубчатых передач.

Зубчатые колеса и др. вращающиеся детали передач рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами. В этом случае момент инерции зубчатого колеса дисковой формы определяется по формуле $J = M_k d^2 / 8$, где M_k — масса зубчатого колеса в кг, d — в м.

Момент инерции, приведенный к быстроходному валу, передаточного механизма, равен:

$$J_{пр} = J_1 + J_2 / u_1^2 + J_3 / (u_1 u_2)^2 + \dots + J_n / (u_1 u_2 \dots u_{n-1})^2,$$

где n — число ступеней передаточного механизма, u_n — передаточное отношение n -ой ступени, J_n — момент инерции n -ой ступени относительно быстроходного вала.

Приведенный момент инерции отдельной передачи (ступени) определяется с учетом момента инерции зубчатых колес, быстроходного вала и осей сателлитов, а также водила планетарной передачи.

Момент инерции волновой зубчатой передачи определяется в основном моментом инерции генератора волн как наиболее массивным и быстровращающимся звеном.

Приведенный момент инерции ВЗП определяется для моделей макроуровня по зависимости:

$$J_{пр} = 0,0703 M_r \cdot D_p^2,$$

где M_r — суммарная масса генератора волн, D_p — диаметр отверстия гибкого колеса.

5. Мертвый ход зубчатых передач.

Это величина рассогласования в движениях ведущего и ведомого валов при реверсе, выражается в угловых минутах:

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_y + \varphi_{\lambda},$$

где φ_y — люфт за счет упругих деформаций элементов передач, φ_{λ} — люфт, вызванный зазорами в зубчатом зацеплении (открытый люфт).

Угол закрутки выходного вала, вызванный упругими перемещениями всей кинематической цепи равен

$$\varphi_y = \left[\sum_{i=1}^z \lambda_{\text{экв.}i} (\omega_n / \omega_i)^2 \right] T_T,$$

где $\lambda_{\text{экв.}i}$ — эквивалентная податливость i -й ступени, ω_n, ω_i — угловые скорости вращения приводного (выходного) вала и вала i -й ступени, T_T — вращающий момент на выходном валу.

Суммарная эквивалентная податливость складывается из податливости за счет изгиба валов и деформации опор $\lambda_{\text{изг.}}$, податливости зубьев зубчатого зацепления $\lambda_{\text{зч.}}$, и податливости за счет закрутки валов $\lambda_{\text{б.}}$: $\lambda_{\text{экв.}} = \lambda_{\text{изг.}} + \lambda_{\text{зч.}} + \lambda_{\text{б.}}$.

Для ВЭП суммарный угол закрутки равен сумме углов закрутки вала генератора волн, выходного вала, оболочки, податливости зацепления с учетом податливости генератора волн, податливости обода жесткого колеса.

Суммарный открытый люфт передаточного механизма привода равен сумме люфтовых погрешностей отдельных зубчатых передач, приведенных к выходному валу:

$$\varphi_{\text{л}} = \varphi_1 / (u_2 u_3 \dots u_n) + \varphi_2 / (u_3 u_4 \dots u_n) + \dots + \varphi_n,$$

где $\varphi_1, \varphi_2 \dots \varphi_n$ — собственная люфтовая погрешность отдельной ступени привода, приведенная к ведомому валу.

Для соблюдения допуска на отклонение межосевого расстояния, определяемого ГОСТами на зубчатые передачи, боковой зазор в передаче принимается равным вероятному максимальному боковому зазору, определяемому по формуле:

$$j_{n\text{max}} = j_{n\text{min}} + \sqrt{0,5 (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2 f_a^2}, \quad (I)$$

где $j_{n\text{min}}$ — минимальный (гарантированный) боковой зазор, T_H — допуск на смещение исходного контура, f_a — предельное отклонение межосевого расстояния a_w .

По данным ГОСТ 9178-78 для различных степеней точности и видов сопряжений зубчатых колес определялся вероятный максимальный боковой зазор $j_{n\text{max}}$ по формуле (I). На основании этих расчетов построены графики зависимостей $j_{n\text{max}}$ от типоразмера передачи. Полученные кривые аппроксимированы следующей зависимостью:

$$j_{n\text{max}} = K_m (A a_w^B + C + K_S),$$

здесь K_m — коэффициент, зависящий от модуля передачи; для $m < 1$ мм $K_m = 1$, для $m \geq 1$ мм $K_m = (0,012m + 1,506)$; K_S — коэффициент, зависящий от степени точности; значения A, B и C зависят от видов сопряжения.

Для волновой зубчатой передачи:

$$j_{n\max} = 3,12 D_p^{0,46} + 25.$$

Угловая погрешность из-за открытого люфта в угловых минутах определяется зависимостью:

$$\varphi_n = 2 j_{n\max} \cdot 180 \cdot 60 / (1000 m Z \pi \cos \alpha),$$

где m – модуль зацепления в мм, Z – число зубьев колеса.

Основной задачей при разработке математических моделей является согласование по точности на разных иерархических уровнях. В работе принята следующая точность моделей:

- метаяровень – 15...20 %,
- макроуровень – 8...12 %,
- микроуровень – 5...8 %.

Адекватность моделей определялась сравнением расчетов критериев по предлагаемым моделям с экспериментальными данными, а также с результатами расчетов по методикам, хорошо зарекомендовавшим себя в промышленности. На рис. 4, 5, 6 показаны зависимости КПД от момента и взаимосвязь угла поворота тихоходного вала с моментом на этом валу. Значками показаны экспериментальные данные, линиями – расчеты по моделям. Как видим расчетные значения удовлетворительно согласуются с результатами экспериментов.

Ответственным этапом при решении задачи параметрической оптимизации зубчатых передач является определение независимых варьируемых параметров.

Проанализировав математические модели, были выбраны варьируемые параметры, влияющие на критерии оптимизации.

Для цилиндрических передач: число зубьев шестерни Z_1 , модуль m , относительная ширина зубчатого венца ψ_{da} , коэффициенты смещения исходного контура шестерни и колеса χ_1 , χ_2 , а также распределение передаточного отношения по ступеням двухступенчатых передач u_5/u_7 .

Для планетарных передач обосновано в качестве варьируемого параметра выбрать число зубьев "солнечного" колеса (Z_a), а зубья остальных колес выразить через Z_a с учетом ограничений сборки. Остальные варьируемые параметры аналогичны выше рассмотренным. Для передачи ЗК варьируемым параметром также является разность зубьев эпициклов и сателлитов (Z_c). Как показано на рис. 7 для передачи ЗК при $u = 60$ масса колес, отнесенная к вращающему моменту на тихоходном валу уменьшается с уменьшением Z_a , но при этом уменьшается и КПД (пунктирная линия). Значит

невозможно выполнить передачу одновременно с минимальной массой

кг/Нм

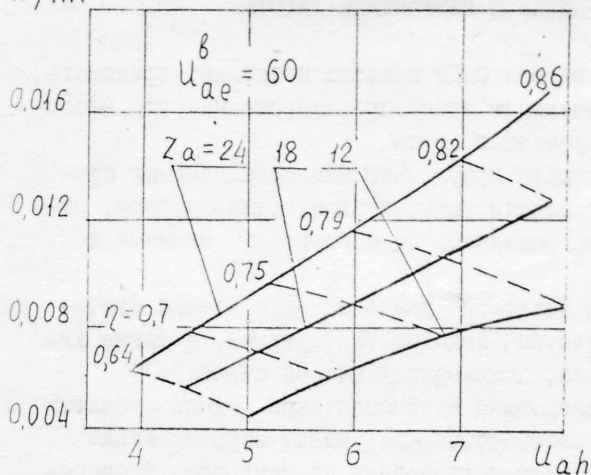


Рис. 7. Зависимость относительной массы и КПД передачи от U_{ah}

и наивысшим КПД.

Для волновой зубчатой передачи варьируемыми параметрами выбраны: толщина обода и ободочки гибкого колеса h_o, h_o (в долях делительного диаметра d_1), радиальная деформация (в долях модуля). Параметры зацепления взаимосвязаны с величиной радиальной деформации, поэтому варьироваться не могут.

В четвертом разделе дана практическая реализация результатов работы. Описывается назна-

чение и основные характеристики первой версии САПР привода. Дается пример решения задачи проектирования привода с помощью разработанной САПР.

Основой первой версии САПР привода является комплекс пакетов расчетно-оптимизационных и управляющих программ. Машинная графика имеет вспомогательное значение. Она используется для визуализации результатов работы системы. Режим работы с системой интерактивный. Это позволяет пользователю проанализировать предлагаемый системой вариант решения или исследовать свой вариант структуры привода. Подобная технология проектирования позволяет сочетать методы автоматического синтеза со знаниями и опытом проектировщика.

Прикладное программное обеспечение САПР привода построено на основе алгоритмического языка высокого уровня (Фортран 77) по модульному принципу и оформлено в виде библиотек исходных и загрузочных модулей.

В заключении сформулированы основные выводы и результаты работы.

В приложениях представлены алгоритмы расчетов зубчатых передач по ГОСТ 21354-87 и волновой зубчатой передачи.

1. Созданная первая версия САПР привода позволяет принимать оптимальное решение на начальном этапе проектирования, что несомненно повышает качество проекта в целом.

2. Разработанный алгоритм проектирования механических приводов, в основу которого положен интерактивный режим работы, позволяет сочетать методы автоматического синтеза со знаниями и опытом проектировщика.

3. Предложены методы многокритериальной оптимизации зубчатых передач в условиях нечеткой исходной информации, а также алгоритм структурного синтеза, исключающий полный перебор.

4. Разработаны и исследованы математические модели зубчатых передаточных механизмов, соответствующие разным иерархическим уровням проектирования. Модели согласованы по точности, проверены их адекватность.

5. Создано прикладное программное обеспечение на основе языка высокого уровня по модульному принципу, что позволяет значительно сократить время отладки и проводить модернизацию системы без ее полного изменения.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

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

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

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

4. Шувалов С.А., Андриенко Л.А. Выбор чисел зубьев колес планетарных передач при автоматизированном проектировании // Вестник машиностроения. - 1990. - № 5. - С. 50-52.