М 296986

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА

ТАРАБАРИН Валентин Борисович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

/01.02.02 - Теория механизмов, машин и автоматических линий/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1976

Министерство высшего и среднего специального образования

СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1296986
Тарабарин В.Б.
М2 96986

ТАРАБАРИН Валентин Борисович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

/01.02.02 - Теория механизмов, машин и автоматических линий/

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1976

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научные руководители:
заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор ГАВРИЛЕНКО В.А.
кандидат технических наук, доцент СКВОРЦОВА Н.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор КРАЙНЕВ А.Ф.

кандидат технических наук, доцент ШАПОЧКИНА И.М.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан "___" _____ 1976 г.
Защита диссертации состоится "___" _____ 1976 г. на заседании Ученого Совета "Машиностроение" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу:
107 005 Москва Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5.
Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
к.т.н., ст.н.сотр. ПОПОВ П.К.

Тип. МВТУ Объем 1 п.л. Тираж 120 экз.
Л - 101760 от 6.10.76 г. Зак. 1797

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Развитие систем автоматического управления /САУ/ характеризуется повышением требований к их точности. Решение этой проблемы ведется как по пути разработки более эффективных схем управления, так и по пути повышения точности отдельных элементов САУ. Одним из методов повышения точности САУ является построение ее схемы на основе принципов двухканального комбинированного управления.

Качество САУ в значительной степени определяется параметрами применяемых в ней передаточных механизмов. Эти механизмы должны удовлетворять высоким требованиям по точности, быстродействию, к.п.д., весу и габаритам. Обеспечить комплексное выполнение этих требований в двухканальных САУ дифференциальными планетарными механизмами затруднительно.

Известно, что в одноканальных САУ указанным требованиям хорошо удовлетворяют волновые зубчатые передачи /в.з.п./ с малоинерционными генераторами волн /дисковыми и кольцевыми/. Поэтому задача создания дифференциальных волновых механизмов /д.в.м./ для приводов двухканальных САУ на основе в.з.п. и разработки методов их расчета является актуальной.

Цель исследования. Синтезировать двухприводные д.в.м. для САУ, разработать методики геометрического и кинематического расчетов таких механизмов и методику динамического расчета приводов с д.в.м., провести экспериментальные исследования опытных образцов приводов с д.в.м.

Методы исследования. В работе использованы методы теории синтеза и анализа зубчатых механизмов, геометрическая теория внутреннего эвольвентного зацепления и прикладная теория колебаний. Расчет блокирующих контуров производился на ЭЦВМ. В экспериментальной части использованы специально разработанные стенды и методы тензометрирования.

Научная новизна. Впервые синтезированы схемы д.в.м. на основе в.з.п. с дисковыми и кольцевыми генераторами волн и дан их анализ. Конструкция передачи с кольцевым генератором волн предложена автором совместно с Г.А.Тимофеевым /заявка на а.с. № 1957591 от 14.08.1973г./. Исследована кинематика д.в.м. и разработана методика геометрического расчета в.з.п. с малоинерционными генераторами волн по относительной деформации гибкого колеса /г.к./. Предложен метод расчета заклинивания в в.з.п., позволяющий рассчи-

тывать геометрию зацепления при любых значениях угловой координаты участка постоянной кривизны β и учитывать искажения формы деформации г.к. по" нагрузкой и пространственные перекосы зубьев. Рассмотрены эквивалентные динамические схемы привода с д.в.м. и получены зависимости для определения собственных частот крутильных колебаний привода и инерционных нагрузок. Впервые про"едены экспериментальные исследования качественных показателей приводов САУ с д.в.м.

Практическая ценность. Разработанные кинематические схемы и конструкции д.в.м. и предложенные методы расчета могут быть использованы при проектировании д.в.м. различного назначения.

Апробация работы. Опытные образцы приводов для двухканальной САУ успешно прошли испытания и в настоящее время внедряются на одном из предприятий приборостроения. Основные положения были доложены: на конференции МЭИ в 1975 г., на конференции Ижевского механического института в 1974 г. и в 1976 г., на семинаре по проблемам волнового редукторостроения в г. Киеве, научном семинаре кафедры "Теория механизмов" МВТУ им. Баумана и московском семинаре по волновым передачам в 1976 г.

Объем работы. Диссертация изложена на 175 страницах машинописного текста, содержит 64 рисунка, три таблицы и три приложения и состоит из введения, шести глав, выводов по работе и перечня использованной литературы из 104 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе дается обзор работ по кинематическим схемам, кинематике, геометрии и динамике в.з.п., а также работ по динамике двухприводных дифференциальных планетарных механизмов. Отмечено, что наиболее широко теоретические и экспериментальные исследования в.з.п. ведутся в нашей стране. Значительные успехи достигнуты в исследованиях геометрии зацепления, кинематики и в конструировании механизмов с в.з.п., а также по ряду вопросов прочности и силового анализа.

Советскими авторами предложено много кинематических схем механизмов с в.з.п. Большая часть этих схем рассмотрена и проанализирована в работах Гинзбурга Е.Г., Волкова Д.П., Крайнева А.Ф. и Цейтлина Н.И. В них приведены схемы как простейших одноступенчатых в.з.п., так и сложных волновых и планетарно-

волновых механизмов. Однако в качестве механизма двухканальной САУ из известных схем можно применить только схему д.в.м., предложенную Ю.Б.Синкевичем, при использовании в ней дисковых генераторов волн.

Обзор существующих методов расчета геометрии зацепления в. з.п. показал, что несмотря на различия в методах синтеза зацепления и профилирования зубьев, все предложенные методики позволяют получить работоспособные передачи с достаточно высокими эксплуатационными показателями. Одна группа исследователей /М.Н.Иванов, С.А.Шувалов, Н.И.Цейтлин и др./ проводит синтез зацепления, рассматривая относительное движение зуба гибкого колеса, другая /Д.П.Волков, А.Ф.Крайнев, В.А.Гавриленко, Н.А.Сквор цова и др./ – для расчета геометрии использует зависимости внутреннего эвольвентного зацепления. Методы разработанные первой группой более универсальны, так как позволяют производить рас чет с учетом влияния нагрузки и пространственных перекосов зубьев, но трудоемки и поэтому эффективны при применении ЭВМ. При расчетах по формулам внутреннего эвольвентного зацепления одни авторы принимают за расчетную пару, составленную из гибкого $Z_г$ и жесткого $Z_ж$ кол с, другие вводят понятие условного колеса Z_y и рассматривают внутреннее расчетное зацепление $Z_ж$ и Z_y . Методы с использованием понятия условного колеса наиболее эффек тивны при расчетах передач с кольцевыми и дисковыми генераторами волн, так как при нарезании в деформированном состоянии для кинематических в.з.п. дают точное решение. Основным достоинством этого метода является использование хорошо разработанного математического аппарата теории эвольвентных зацеплений. Недостатки: сложность формулы для Z_y /кубическое уравнение/ и отсутствие учета искажений формы деформации г.к. под нагрузкой.

Проанализированы работы В.К.Рубцова, Е.Г.Гинзбурга, М.Н.Иванова, Ю.Б.Синкевича, Н.А.Ковалева, Ю.И.Семина, В.И.Башкина и др. по исследованию кинематики в.з.п., в которых рассматривается как кинематика точки гибкого зубчатого венца, так и кинематика в.з.п. в целом. Связь между кинематикой точки г.к. и передачи в этих работах выводится из условий равенства скоростей в зоне контакта по делительным, равноскоростным или полоидным кривым. Из этих условий точно или приближенно получены формулы для передаточных отношений в.з.п. Кинематика точки г.к. в общем случае движения и кинематика сложных д.в.м. не исследовались.

Вопросы динамики в.з.п. в настоящее время еще малоизучены. Из публикаций по этому вопросу можно отметить работы П.К. Попова, Д.В. Гордеева, А.Е. Бор-Раменского и В.И. Крашенинникова. В этих работах исследуются динамические явления в приводах САУ с в.з.п. при представлении привода в виде одномассовой, двухмассовой или сложной многомассовой системы. Используя нелинейную постановку задачи, авторы в дальнейшем ограничиваются рассмотрением упрощенных линейных систем. Проведенные ими экспериментальные исследования подтверждают возможность приближенной оценки собственных частот в.з.п. по этим упрощенным схемам. Исследования динамики приводов с д.в.м. не проводились.

В соответствии с анализом существующих исследований в работе были поставлены следующие задачи:

1. Синтезировать схемы д.в.м. для приводов САУ и дать их анализ.

2. Исследовать особенности кинематики д.в.м.

3. Разработать на базе теории внутреннего эвольвентного зацепления методику расчета геометрии и заклинивания в в.з.п. с малоинерционными генераторами волн.

4. Исследовать динамику привода с д.в.м.

5. Провести экспериментальное исследование основных характеристик приводов САУ с д.в.м.

Во второй главе проводится синтез д.в.м. на базе в.з.п. с кольцевыми и дисковыми генераторами волн. Рассмотрены простейшие д.в.м. при различных конструктивных исполнениях муфты-соединения гибкого зубчатого венца с валом: гибкий стакан, гибкая труба со шлицами и волновая зубчатая муфта, и проведен их анализ. Отмечено, что эти механизмы имеют один быстроходный и два тихоходных вала и обеспечивают разделение потока мощности двигателя по двум каналам. В силу этого они не пригодны для приводов рассматриваемых САУ, где необходим механизм, обеспечивающий суммирование мощностных потоков двух двигателей на выходном валу. Так как быстроходным валом в.з.п. всегда является вал генератора волн, то искомый механизм можно получить соединением выходных валов двух простейших д.в.м. На базе рассматриваемых типов в.з.п. с г.к. выполненным в виде гибкого стакана можно получить 16 схем д.в.м. По диапазону передаточных отношений все эти схемы равноценны. Поэтому анализ проводится сравнением схем по к.п.д., точности, технологичности, габаритным размерам и компоновочным возможностям. Преимущество по к.г.д., техно-

Схема I.

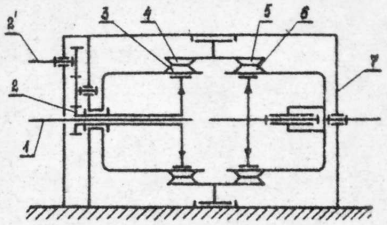


Схема II.

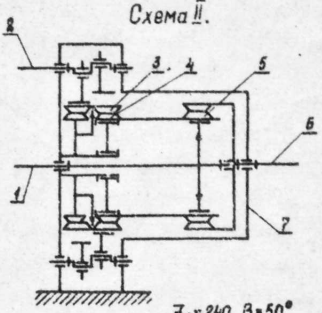


Рис. 1.

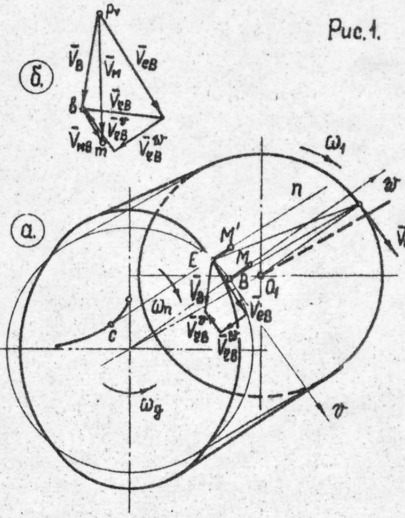


Рис. 2.

$Z_a = 240$, $\beta = 50°$,
$Z_0 = 108$, $h_e = 3m$.

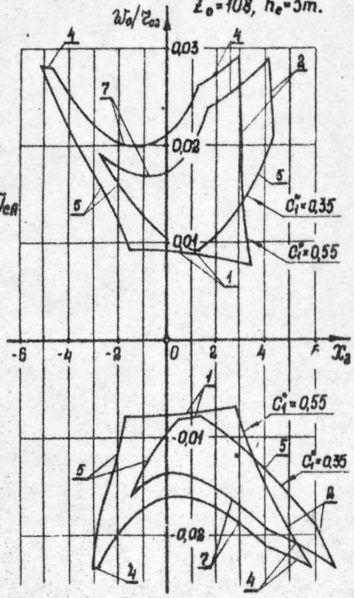


Рис. 3.

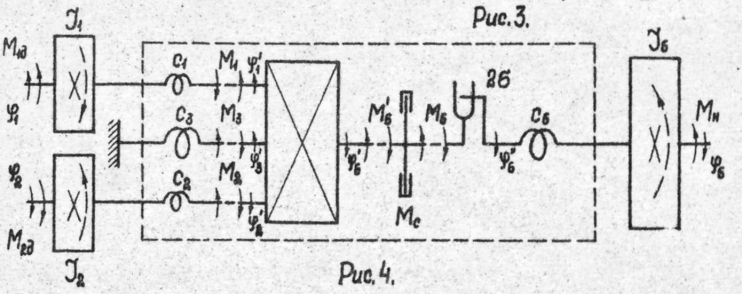


Рис. 4.

логичности и радиальным размерам имеют механизмы с передачами внутреннего деформирования. Комбинированные механизмы и механизмы с передачами наружного деформирования имеют более высокую точность и лучшие компоновочные возможности.

На основе анализа с учетом требований технического задания и технологических возможностей опытного производства из полученных схем д.в.м. были выбраны схемы для проектирования опытных приводов. Эти схемы показаны на рис.I, где схема I составлена из в.з.п. внутреннего деформирования, а схема II скомбинирована из механизмов внутреннего и наружного деформирования. В схеме II муфта-соединение гибкого венца с внутренними зубьями по технологическим соображениям выполнена в виде волновой зубчатой муфты, а в качестве жесткого колеса с наружными зубьями используется второй недеформированный венец гибкого колеса в.з.п. внутреннего деформирования. Такая конструкция уменьшает осевые габариты и несколько увеличивает крутильную жесткость механизма. На эту схему подана заявка на авторское свидетельство / № 2006848/25 от 21.03.74г., авторы Н.А.Скворцова, В.Б.Тарабарин /.

В третьей главе исследуется кинематика произвольной точки M гибкого зубчатого венца в общем случае движения г.к. Движение зуба г.к. представляется как сложное, состоящее из переносного движения, которое определяется вращением г.к. вместе с валом, и относительного движения, которое задает зубу вращающийся генератор волн. Для определения скорости точки M вначале рассматривается точка B, лежащая на срединной линии г.к. в месте ее пересечения с нормалью к ней, проходящей через точку M /рис.2а/. Из условия нерастяжимости срединной линии получаем, что переносная скорость $\bar{V}_{eB}$ точки B по величине равна скорости соответствующей ей точки A на недеформированном торцевом сечении г.к. и направлена по касательной к срединной линии. Относительная скорость $\bar{V}_{rB}$ точки B определяется векторной суммой первых производных по времени от радиального $w(\varphi)$ и тангенциального $v(\varphi)$ упругих перемещений - $\bar{V}_B^w$ и $\bar{V}_{rB}^v$. Тогда скорость точки B:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{eB} + \bar{V}_{rB}^w + \bar{V}_{rB}^v, \qquad /1/$$

Скорость $\bar{V}_M$ произвольной точки зуба M находим через скорость точки B по формулам плоско-параллельного движения /рис.2б/:

$$\bar{V}_M = \bar{V}_B + \bar{V}_{MB}, \qquad /2/$$

где $\bar{V}_{MB}$ - вектор скорости точки M относительно точки B. Дифференцируя выражение /2/ по времени получим формулу для линейного ускорения точки M:

$$\bar{a}_M = \bar{a}_B + \bar{a}_{MB}. \qquad /3/$$

Уравнения кинематической связи между скоростями звеньев дифференциальных механизмов обычно получают методом обращенного движения. В д.в.м. движение целесообразно рассматривать относительно генератора волн, так как преобразования при этом проще. В работе методом обращенного движения получено уравнение кинематической связи для простейшего д.в.м.:

$$\omega_1 \cdot Z_a - \omega_2 \cdot Z_м + \omega_g (Z_ж - Z_a) = 0, \qquad /4/$$

где ω_1, ω_2 и ω_g - угловые скорости валов г.к., жесткого колеса и генератора волн.

При выводе этого уравнения предполагалось, что в передаче имеем правильное эвольвентное зацепление, а следовательно, связь между кинематикой точки колеса и геометрией зацепления определяется условием отсутствия проскальзывания между начальными кривыми.

С использованием выражения /4/ были получены уравнения кинематической связи между скоростями звеньев д.в.м. с тремя степенями свободы:

$$\omega_g / i_a + \omega_{g2} / i_б - \omega_з \cdot i_d / i_a - \omega_б = 0 \qquad /5/$$

и двухприводных д.в.м.:

$$\omega_{g1} / i_a + \omega_{g2} / i_б - \omega_б = 0, \qquad /6/$$

где ω_{g1} и ω_{g2} - угловые скорости быстроходных валов, $\omega_з$ и $\omega_б$ - угловые скорости тихоходных валов, i_a, $i_б$, i_a и i_d - внутренние передаточные отношения д.в.м.

В четвертой главе предложен метод расчета геометрии зацепления в.з.п. с дисковым и кольцевым генераторами волн. Использование в качестве исходных параметров смещения производящего контура при нарезании г.к. x_a и относительной деформации г.к. w_{0a}/r_{ca} позволило значительно упростить формулу для определения Z_y:

$$Z_y = \frac{Z_a}{1 \pm K \cdot w_0 / r_{ca}}, \qquad /7/$$

где верхний знак относится к в.з.п. с кольцевым генератором волн, нижний - с дисковым генератором, $K = f(\beta)$ - функция угловой координаты β участка постоянной кривизны.

Разработан метод расчета зацепления при упоре вершин зубьев колес, позволяющий производить расчеты при любых значе-

ниях угла β и учитывать искажения формы деформации под нагрузкой и пространственные перекосы зубьев.

Методы расчета геометрии и заклинивания положены в основу алгоритма для построения блокирующих контуров в.з.п. в координатах $\omega_0 / \varepsilon_{cs}$ и x_s. По этому алгоритму составлена программа на языке АЛГОЛ-60 применительно к транслятору ТА-1М. Даны примеры блокирующих контуров для в.з.п. как внутреннего, так и наружного деформирования /рис.3/. За граничные условия существования в.з.п. при построении контуров приняты ограничения внутреннего эвольвентного зацепления: заострение зубьев колес /4/, попадание эвольвентного профиля зуба одного колеса на переходный профиль зуба второго /5/, заклинивание при упоре вершин зубьев колес /1/, минимально допустимый коэффициент теоретического перекрытия /2/ и ограничение по высоте зуба инструмента /7/. На примере в.з.п. внутренчего деформирования проведено исследование влияния на форму и размеры блокирующих контуров параметров передачи: Z_s, β, радиального зазора в зацеплении - C_1^*, толщины гибкого колеса под зубчатым венцом - h_a и чисел зубьев долбяка - Z_0. Это исследование показало, что для уменьшения величины $\omega_0 / \varepsilon_{cs}$ необходимо в допустимых пределах выбирать меньшие значения β и h_a и стремиться к увеличению передаточного отношения, а для величин C_1^* и Z_0 выбирать оптимальные значения $C_1^* \approx 0{,}55$ и $Z_0 \approx 0{,}5 Z_ж$. По технологическим соображениям весьма часто зубья нарезают при недеформированном г.к. Возникающую в этом случае погрешность можно существенно уменьшить пересчетом контрольных размеров зубчатого венца по формулам предложенным в работе.

В пятой главе исследуется динамика привода с д.в.м. На первом этапе привод рассматривается как трехмассовая нелинейная упруго-инерционная система /рис.4/, в которой моменты инерции звеньев д.в.м. не учитываются как величины второго порядка малости по сравнению с моментами инерции нагрузки и роторов двигателей. Д.в.м. представляются в виде комбинации идеального жесткого преобразующего механизма и приведенных к соответствующим валам и вынесенных за пределы идеального механизма крутильных жесткостей звеньев C_1, C_2, C_3 и C_6, моментов сил трения и люфта 2δ между звеньями механизма.

С использованием уравнения Лагранжа 2-го рода, уравнения кинематической характеристики, условия равенства подводимых и

отводимых мощностей и условия силового равновесия, в работе составлена система дифференциальных уравнений движения д.в.м..

$$
\begin{cases}
\mathcal{J}_1\ddot{\varphi}_1 + C_1(\varphi_1 - \varphi_1') - M_{1\partial} = 0, \\
\mathcal{J}_2\ddot{\varphi}_2 + C_2(\varphi_2 - \varphi_2') - M_{2\partial} = 0, \\
\mathcal{J}_6\ddot{\varphi}_6 + C_6(\varphi_6 - \varphi_6'') + M_н = 0, \\
C_1(\varphi_1' - \varphi_1) + M_1 = 0, \\
C_2(\varphi_2' - \varphi_2) + M_2 = 0, \\
C_3\cdot\varphi_3' - M_3 = 0, \\
C_6(\varphi_6'' - \varphi_6) - M_6 = 0, \\
M_1\cdot i_a - M_2\cdot i_\beta = 0, \\
M_6\cdot i_d - M_3\cdot i_c = 0, \\
M_1\cdot i_a - M_6' = 0, \\
M_6' - M_6 - |M_{ст}|\cdot sign\,\dot{\varphi}_6'' - \chi\cdot\dot{\varphi}_6' = 0, \\
\dot{\varphi}_6' - \dot{\varphi}_1'/i_a - \dot{\varphi}_2'/i_\beta + \dot{\varphi}_3'\cdot i_d/i_c = 0,
\end{cases}
\qquad /8/
$$

где $\varphi_6 - \varphi_6''$

$$
\begin{cases}
\varphi_6 - \varphi_6' - \sigma & \text{при} \quad \varphi_6 - \varphi_6' > \sigma, \\
0 & \text{при} \quad |\varphi_6 - \varphi_6'| \le \sigma, \\
\varphi_6 - \varphi_6' + \sigma & \text{при} \quad \varphi_6 - \varphi_6' < -\sigma,
\end{cases}
$$

$\mathcal{J}_1$, $\mathcal{J}_2$, $\mathcal{J}_6$ – моменты инерции роторов двигателей и нагрузки, χ – коэффициент вязкого трения, $M_{ст}$ – момент сил сухого трения, $M_{1\partial}$ и $M_{2\partial}$ – крутящие моменты на валах двигателей, $M_н$ – момент внешней нагрузки, M_1, M_2, M_3, M_6, M_6' – внутренние силовые факторы, φ_1, φ_2, φ_6, φ_1', φ_2', φ_3', φ_6' и φ_6'' – угловые координаты. Решение этой системы нелинейных дифференциальных уравнений в общем виде невозможно. Обычно решение подобных систем проводят для частных случаев на цифровых или аналоговых вычислительных машинах.

Поэтому для определения собственных частот крутильных колебаний рассматривалась упрощенная упруго-инерционная линейная система, в которой не учитывались жесткости C_1 и C_2, моменты сил трения и люфт в системе. Частоты колебаний этой системы:

при работе двух двигателей

$$
p_{1,2} = 0, \qquad p_{3,4} = \sqrt{\frac{C_6\left(\frac{1}{\mathcal{J}_6} + \frac{1}{\mathcal{J}_2\cdot i_\beta^2} + \frac{1}{\mathcal{J}_1\cdot i_a^2}\right)}{1 + \frac{C_6}{C_3}\cdot\frac{i_d^2}{i_c^2}}}, \qquad /9/
$$

при работе одного центрального двигателя

$$
p_1 = 0, \qquad p_{2,3} = \sqrt{\frac{C_6\left(\frac{1}{\mathcal{J}_6} + \frac{1}{\mathcal{J}_1\cdot i_a^2}\right)}{1 + \frac{C_6}{C_3}\cdot\frac{i_d^2}{i_c^2}}}, \qquad /10/
$$

где p_j – собственная круговая частота крутильных колебаний.

Так как приводы САУ обычно работают в полосе частот, расположенной в значительном удалении от резонансной зоны, при расчете инерционных нагрузок можно ограничиться рассмотрением привода как инерционной системы. Откуда получим ускорения маховых масс привода:

при работе двух двигателей

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{[(M_{1\partial}\cdot i_a - M_{2\partial}\cdot i_\beta)\cdot \mathcal{J}_3 + (M_{1\partial}\cdot i_a - M_H)\cdot \mathcal{J}_2 i_\beta^2]\cdot i_a}{\mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_1 i_a^2 + \mathcal{J}_1\cdot\mathcal{J}_2 i_a^2 i_\beta^2 + \mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_2 i_\beta^2}, \qquad /II/$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{[(M_{2\partial}\cdot i_\beta - M_{1\partial}\cdot i_a)\cdot \mathcal{J}_6 + (M_{2\partial}\cdot i_\beta - M_H)\cdot \mathcal{J}_1 i_a^2]\cdot i_\beta}{\mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_1 i_a^2 + \mathcal{J}_1\cdot\mathcal{J}_2 i_a^2 i_\beta^2 + \mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_2 i_\beta^2}, \qquad /I2/$$

$$\ddot{\varphi}_6 = \frac{(M_{1\partial}\cdot i_a - M_H)\mathcal{J}_2 i_\beta^2 + (M_{2\partial}\cdot i_\beta - M_H)\cdot \mathcal{J}_1 i_a^2}{\mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_1 i_a^2 + \mathcal{J}_1\cdot\mathcal{J}_2 i_a^2 i_\beta^2 + \mathcal{J}_6\cdot\mathcal{J}_2 i_\beta^2}, \qquad /I3/$$

при работе одного центрального двигателя

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{(M_{1\partial}\cdot i_a - M_H)\cdot i_a}{\mathcal{J}_6 + \mathcal{J}_1 i_a^2}, \qquad /I4/$$

$$\ddot{\varphi}_6 = \frac{M_{1\partial}\cdot i_a - M_H}{\mathcal{J}_6 + \mathcal{J}_1 i_a^2} \qquad /I5/$$

и инерционные нагрузки

$$M_{\mathcal{J}_6} = \mathcal{J}_6\cdot\ddot{\varphi}_6 \quad , \quad M_{\mathcal{J}_1} = \mathcal{J}_1\cdot\ddot{\varphi}_1 \quad , \quad M_{\mathcal{J}_2} = \mathcal{J}_2\cdot\ddot{\varphi}_2 \quad . \qquad /I6/$$

В шестой главе изложены результаты сравнительного экспериментального исследования опытных образцов приводов с д.в.м. Основной целью этого исследования является оценка целесообразности применения д.в.м. в приводах САУ. В экспериментах определялись: к.п.д. приводов и механизмов, характеристики крутильной жесткости, амплитудно-частотные /АЧХ/ и фазо-частотные /ФЧХ/ характеристики приводов и переходная характеристика в режиме торможения двигателей. Исследования проводились на механизмах ВМ-I и ВМ-2, выполненных по схемам I и II /рис.I/. Основные параметры исследуемых д.в.м.:

Таблица I.

Механизм	i_a - i_β	m	Z_m	Z_z	β	χ_z	w_0/z_{cs}	α_w	h_c	Z_0
ВМ-I	I20	0,6мм	242	240	60^0	2,85	0,0083	20^0	I,8мм	I08
ВМ-2	I20	0,6мм	240 238	238 240	60^0	2,6 2,33	0,0084 0,0075	20^0	I,5мм I,5мм	I08

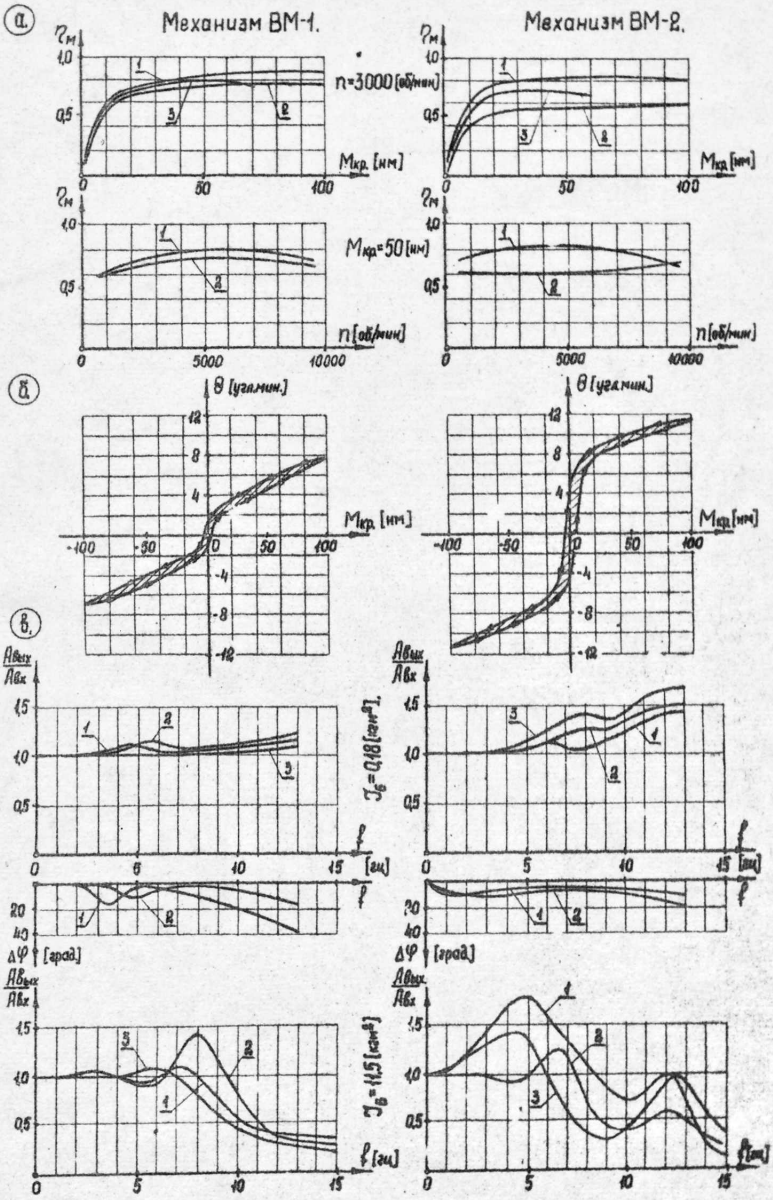

а
Механизм ВМ-1.
Механизм ВМ-2.
$\eta_м$
n=3000 [об/мин]
$M_{кр}$ [нм]
$M_{кр}$=50 [нм]
n [об/мин]
б
θ [угл.мин.]
в
$\frac{A_{вых}}{A_{вх}}$
$J_б$=0,18 [кгм²].
$J_б$=14,5 [кгм²]
f [гц]
$\Delta\varphi$ [град]

Рис. 5

Для механизма ВМ-2 верхняя строка относится к передаче внутреннего деформирования, нижняя - к передаче наружного деформирования.

Исследование к.п.д. производилось в два этапа на балансирном стенде с незамкнутым силовым потоком. На первом этапе определялось к.п.д. электромеханического привода, на втором - к.п.д. приводных двигателей. По полученным экспериментальным данным и формулам для к.п.д. при последовательном и параллельном соединении машин определялось к.п.д. исследуемых механизмов.

Проведено исследование к.п.д. в зависимости от нагрузки на выходном валу $M_{кр}$ и числа оборотов двигателей. Графики зависимостей $\eta_м = f(M_{кр})$ и $\eta_м = f(n)$ показаны на рис. 5а, а максимальные значения к.п.д. и коэффициенты крутильной жесткости механизмов приведены в таблице:

Таблица 2.

Наименование параметра	Механизм ВМ-I	Механизм ВМ-2
Коэффициент крутильной жесткости механизма в приведении к выходному валу	$6,25 \cdot 10^4$ нм/рад	$7,41 \cdot 10^4$ нм/рад
К.п.д. при работе центрального двигателя *(кр.1)*	0,83	0,82
К.п.д. при работе смещенного двигателя *(кр.2)*	0,73	0,59
К.п.д. при работе двух двигателей *(кр.3)*	0,80	0,63

Графики характеристик крутильной жесткости исследуемых механизмов представлены на рис. 5б.

Построены АЧХ и ФЧХ приводов с инерционной нагрузкой на выходном валу $J_б \approx 0,18$ кгм^2 и АЧХ при нагрузке $J_б \approx 11,5$ кгм^2 в диапазоне частот от 0,2 до 15 гц /рис. 5в/. Полученные кривые указывают на сложный характер динамических явлений в приводах. Исследования привода с механизмом ВМ-I при $J_б \approx 0,18$ кгм^2 показали, что в диапазоне частот до 13 гц существенных резонансных явлений не обнаружено, а при $J_б \approx 11,5$ кгм^2 и частоте входного сигнала выше 8 гц наблюдается значительное увеличение амплитуды колебаний на входных валах. Полученные результаты не противоречат расчетным значениям частот собственных колебаний,

которые были определены по формулам главы пять.

Привод с механизмом ВМ-2 содержит в.з.п. наружного деформирования с кольцевым генератором волн, который выполнен на основе механизмов параллельных кривошипов. Эти механизмы обладают переменной жесткостью и могут служить источником параметрических колебаний. Поэтому динамическая точность механизма ВМ-2 ниже, чем механизма ВМ-I. Это подтверждается и полученными в работе экспериментальными данными.

Исследование переходного процесса в механизме ВМ-I в режиме торможения двигателей показали, что время затухания колебаний в д.в.м. невелико. В процессе затухания колебаний частота колебаний увеличивается, что объясняется расположением упругих и демпфирующих элементов в системе привода.

Основные выводы

I. На базе в.з.п. с малоинерционными генераторами волн внутреннего и наружного деформирования синтезирован ряд кинематических схем двухприводных д.в.м. и проведен их анализ с позиций требований к механизмам САУ, который показал, что схемы с внутренним деформированием имеют лучшие показатели по габаритам, технологичности и к.п.д., а по точности, жесткости и компоновочным возможностям предпочтительнее схемы с наружным деформированием и комбинированные схемы.

2. Зуб г.к. д.в.м. совершает сложное движение, состоящее из переносного движения, определяемого скоростью вращения вала г.к., и относительного движения, которое зависит от закона и скорости деформирования гибкого зубчатого венца генератором волн. Кинематические зависимости, определяющие соотношения между скоростями валов в д.в.м., аналогичны зависимостям для планетарных механизмов с равным числом степеней свободы.

3. Разработан общий метод расчета геометрии зацепления для в.з.п. с малоинерционными генераторами волн внутреннего и наружного деформирования, использующий в качестве исходных параметров величины w_0/r_{cs} и x_s. Этот метод дает возможность значительно упростить формулу для определения Z_ψ, а также проектирование передач с заданной величиной радиальной деформации.

4. Исследование блокирующих контуров в.з.п., построенных в координатах w_0/r_{cs} и x_s, показало, что для уменьшения величины относительной радиальной деформации w_0/r_{cs} и повышения долговеч-

ности г.к., необходимо выбирать меньшие /в пределах рекомендуемого диапазона/ значения β и h_o, оптимальные величины C_1^* и Z_o /для разработанной передачи $C_1^* \approx 0{,}55$ и $Z_o \approx 0{,}5\, Z_2$ / и стремиться к увеличению передаточного отношения в.з.п.

5. Предложен метод расчета заклинивания в в.з.п., который позволяет производить расчеты при любых значениях угла β, учитывать искажения формы деформации гибкого зубчатого венца под нагрузкой и пространственные перекосы зубьев.

6. Как показали динамические исследования, двухдвигательный привод имеет более высокие значения частот собственных колебаний, чем привод с одним двигателем, /примерно на 40%/ и обеспечивает большие ускорения на валу нагрузки /примерно на 25%/.

7 Экспериментальные исследования спроектированных образцов приводов с д.в.м. ВМ-I и ВМ-2 показали, что по к.п.д., динамическим характеристикам и мертвому ходу лучшие показатели имеет привод с механизмом ВМ-I, а по жесткости, весу и осевым габаритам - привод с механизмом ВМ-2.

8. Д.в.м. хорошо удовлетворяют требованиям к механизмам САУ, их целесообразно использовать в следящих двухканальных приводах и других двухдвигательных устройствах. Опытные образцы таких механизмов внедряются для эксплуатации в промышленной САУ.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

I. Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. Форма кривой деформации гибкого колеса волновой передачи с генератором наружного расположения. Труды ИМИ "Механические передачи", вып.7, Ижевск, I975.

2. Тарабарин В.Б. Расчет геометрии двухволновых зубчатых передач. "Известия вузов. Машиностроение", I975, № II.

3. Скворцова Н.А., Тарабарин В.Б. Расчет заклинивания в волновой зубчатой передаче. "известия вузов. Машиностроение", I975, № I2.