

М 193493
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

ФУРСЯК Федор Иосифович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ МАЛОИНЕРЦИОННЫХ
ОТСЧЕТНЫХ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

(05.11.15 — Метрология и взаимозаменяемость) -

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор Тищенко О. Ф.,
кандидат технических наук, доцент Скворцова Н. А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор М. Н. Иванов,
кандидат технических наук, доцент Б. Н. Марков.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан « » 1973 г.

Защита 1973 г.

на з ации и механи-
заци по адресу:

5.

С библиотеке МВТУ
им.

С ть в двух эк-
земп манская ул., 5.

У
канд тепанов Ю. А.

М193483

В В Е Д Е Н И Е

На современном этапе развития машино-и приборостроения, когда реализуются задачи, поставленные перед промышленностью XXIV съездом КПСС - поднять качество выпускаемой продукции до уровня лучших мировых образцов - первостепенное значение приобретают и вопросы качества передаточных механизмов следящих систем.

Только за последние 5 лет требования к передаточным механизмам возросли так, что передачи, собранные даже из колес 4-5-ой степеней точности, не обеспечивают заданной точности вращательного движения исполнительской оси. В связи с этим представляется перспективным применение в следящих системах точных приборов малоинерционных отсчетных волновых зубчатых передач.

Передачи данного типа благодаря наличию в них гибкого и легко деформируемого зубчатого венца одного из колес допускают беззазорное волновое зацепление зубьев, имеют большое передаточное отношение при малых габаритах, высокий к.п.д. и более высокую, чем обычные передачи, кинематическую точность.

Данная работа посвящается исследованию эксплуатационных характеристик малоинерционных отсчетных волновых зубчатых передач рациональных конструкций.

I. Состояние вопроса и задачи исследований.

Первые сведения о волновых передачах появились в США в 1959 году. За короткий период они получили не только признание, но и широкое распространение в приборах управления, следящих системах, летательных аппаратах, сервоприводах, лентопротяжных механизмах и др. устройствах. Однако опубликованные ими материалы по исследованию точности волновых передач носят рекламный характер и порой противоречивы. Так, например, указывается, что в передачах подobenного типа, по сравнению с обычными, кинематическая точность повышается в пять раз, а плавность вращения - в два раза. Работами же советских исследователей в настоящее время доказано, что при наблюдающемся увеличении кинематической точности плавность вращения не увеличивается, а, наоборот, уменьшается.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1193493

Фурсак Ф. И. Исследование

66456111

Приоритет в отечественных исследованиях принадлежит Черно-вой Л.С. Она доказала, что важнейшим свойством волнового зубчатого зацепления является трансформация низкочастотных составляющих погрешностей колес в высокочастотные составляющие кривой кинематической погрешности передачи. Чернова Л.С. впервые установила аналитическую зависимость кинематической погрешности от накопленных погрешностей окружных шагов колес для многопарного однопровильного волнового зацепления. Повышение точности волновых передач по сравнению с обычными объясняется многозонностью зацепления.

Исследования Шамиряна -Пахлеваяна Р.И., Васильевой И.И. и Еременко В.И., как и Черновой Л.С., основываются на том, что ведущей является та волна деформации гибкого колеса, которая находится в зоне положительной ошибки окружного шага жесткого колеса. Теоретическое наличие гарантированного бокового зазора исключает как бы в этот момент зацепления зубьев по другим волнам деформации гибкого колеса. Амплитуда кривой кинематической погрешности, поэтому, ими определяется как сумма максимальных положительных значений накопленных погрешностей колес и погрешности волнообразователя.

В работе Попова П.К. влияние многозонности на уменьшение кинематической погрешности четко не подчеркивается. Для определения ошибок углового положения ведомого вала волновой передачи он использует расчетные формулы для обычных передач и вводит только поправку, величина которой зависит от числа зубьев, находящихся в одновременном зацеплении.

Все исследования проводились только для передач, волнообразователь которых выполнялся в виде определенной формы кулачка, обладающим большим моментом инерции. В литературе отсутствуют сведения о эксплуатационных показателях малоинерционных волновых отсчетных передач с беззазорным зацеплением и дисковым волнообразователем, гибкие колеса которых изготавливались в деформированном состоянии. Нет рекомендаций по выбору средств и методов контроля точности волновых передач.

В связи с выше изложенным автором были поставлены следующие задачи:

1. Для отсчетных волновых зубчатых передач с дисковым волнообразователем провести анализ связи точностных характеристик с функциональными геометрическими параметрами и установить их аналитические зависимости.

2. Провести структурный анализ рациональных схем волновых передач и разработать оптимальный вариант конструкции передачи для следующих систем.

3. Разработать рекомендации по выбору средств и методов измерения геометрических параметров точности волновых передач.

4. Разработать методику расчета необходимых размеров деталей волнообразователя для получения беззазорного зацепления при сборке передачи с учетом действительных значений параметров зубчатых колес.

5. Провести экспериментальные исследования точности малоинерционных отсчетных волновых передач беззазорного зацепления и зацепления с гарантированным боковым зазором зубьев колес, изготовленных как в деформированном так и в недеформированном состояниях.

6. Установить степень влияния приработки зубьев гибкого колеса на эксплуатационные показатели передачи.

II. Исследование волновых зубчатых передач следующих систем.

Устойчивость заданного режима работы следящей системы в основном определяется эксплуатационными параметрами редуктора. Особенно жесткие требования предъявляются к мертвому ходу (люфту) и кинематической точности. Минимальное значение люфта обеспечивают волновые передачи рациональных конструкций, т.е. без избыточных связей ($\varphi = 0$), которые допускают беззазорность волнового зацепления.

Число избыточных связей в волновых передачах предлагается автором определять по формуле Малышева А.П. В структурную формулу вводится столько дополнительных условий связи (P), чтобы гибкое деформируемое колесо условно считалось жестким.

$$q = W - 6n + 5P_6 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - P_0 \quad (I)$$

где W — число степеней подвижности механизма;

n — число подвижных звеньев;

P_i — число кинематических пар соответствующего класса.

Структурный анализ позволил установить, что и волновые передачи с плавающим жестким колесом, и с плавающим волнообразователем являются рациональными.

При аналитическом исследовании точности сделаны следующие допущения: волновое эвольвентное зубчатое зацепление рассматривается плоским; длина срединной кривой гибкого колеса в деформированном и недеформированном состояниях остается постоянной; оси симметрии зубьев гибкого колеса перпендикулярны к поверхности наружного диаметра деформирующих дисков.

Зависимость люфта (Δ_n) от величины бокового зазора (C_n) может быть представлена формулой

$$\Delta_n = \frac{C_n}{2R_{\text{ж}} \cos \alpha} \quad / \text{ радиан } / \quad (2)$$

где $R_{\text{ж}}$ — радиус делительной окружности жесткого колеса;

α — угол зацепления.

Для партии одноименных волновых передач максимально вероятный люфт ($\Delta_{\text{л max}}^b$) следует определять по формуле

$$\Delta_{\text{л max}}^b = \frac{tg \alpha}{2R_{\text{ж}}} \left[(\Delta_n M_r + \frac{\delta M_r}{2}) + (\Delta_n M_{\text{ж}} + \frac{\delta M_{\text{ж}}}{2}) + 2\Delta_0 A + \right. \\ \left. + 2\Delta_0 D + 0,72E_D + \sqrt{2(\delta A)^2 + (\delta M_r)^2 + (\delta M_{\text{ж}})^2 + 2(\delta D)^2 + 0,64(E_D)^2} \right] \quad (3)$$

здесь: ΔM и δM — наименьшее отклонение и допуск на размер поверхности измерительных профилей зубчатых колес;

$\Delta_0 A, \Delta_0 D$ и $\delta A, \delta D$ — срединные отклонения и допуски на меж-

центровое расстояние и на наружный диаметр деформирующих дисков, соответственно;

E_d — радиальное биение деформирующих дисков.

Для уменьшения люфта ведомого вала волновых передач рекомендуется отклонения на размеры поверх измерительных провололок зубчатых колес (как для гибкого так и для жесткого) назначать симметрично. Однако, возможность появления натяга в волновом зацеплении может значительно увеличить момент трогания ведущего вала передач. Поэтому оптимальным вариантом следует считать передачи с нулевым зазором в волновом зацеплении. Для получения такого зацепления в процессе сборки автором предлагается инженерная методика определения необходимых размеров деталей волнообразователя (фактических значений диаметров деформирующих дисков и межцентровых расстояний) для различных действительных значений геометрических параметров жесткого и гибкого зубчатых колес.

III. Теоретические исследования кинематической погрешности отсчетных волновых зубчатых передач.

Погрешности изготовления и сборки деталей волновой зубчатой передачи будут приводить к нарушению предписанного закона вращательного движения. Степень несоответствия действительного закона движения предписанному определяет величину кинематической погрешности.

По кинематическому признаку волновые зубчатые передачи относятся к классу планетарных механизмов.

При теоретическом исследовании отсчетных волновых зубчатых передач были приняты следующие основные предпосылки :

1. В волновых передачах имеется наличие одновременного многозонального беззазорного зацепления, где число зон зацепления соответствует числу волн деформации гибкого колеса.

2. В основу геометрии рассматриваемого волнового зацепления положено внутреннее эвольвентное зацепление.

3. Обкатывание деформирующих дисков волнообразователя по гибкому колесу происходит без скольжения.

Анализ кинематической погрешности волновых передач автор

проводил методом действующей ошибки Калашникова Н.А., дополненный и обобщенный применительно к сложным механизмам Тайцем Б.А. и др. исследователями.

Погрешности изготовления, сборки и эксплуатации механизмов вызывают общее избыточное приращение перемещения по линии действия (ΔF_{Σ}), состоящего из:

1) приращений, вызванных погрешностями подвижных звеньев механизма ($\Delta F_{п.з.}$);

2) приращений, создаваемых погрешностями звеньев, направленными по линии действия ($\Delta F_{л.з.}$);

3) приращений от погрешностей неподвижных звеньев механизма ($\Delta F_{н.з.}$).

$$\Delta F_{\Sigma} = \Delta F_{п.з.} + \Delta F_{л.з.} + \Delta F_{н.з.} \quad (4)$$

Для сложных механизмов общее избыточное приращение по ведомой линии действия ($\Delta F_{в.м.}$) определяется умножением избыточных приращений по промежуточным линиям ведущих звеньев ($\Delta F_{в.ц.}$) на линейное передаточное отношение между ними (i'_{π}):

$$\Delta F_{в.м.} = \Delta F_{в.ц.} \cdot i'_{\pi} \quad (5)$$

На формирование и величину кинематической погрешности волновой передачи дополнительно оказывают влияние: многозонность и многопарность зацепления, кинематика волнообразователя, погрешность изготовления жесткого и гибкого колес, погрешность деталей волнообразователя, погрешность сборки и др. факторы.

Известно, что кинематическая погрешность колес образуется от геометрического и кинематического эксцентриситетов. Однако их влияние на тангенциальные и радиальные перемещения точной рейки при однопрофильном и двухпрофильном зацеплениях различно.

В работе показано, что наиболее благоприятные условия наблюдаются при использовании в волновой передаче двухпрофильного зацепления. Для него характерно меньшая величина тангенциальной составляющей кинематической погрешности, а величина радиальной

составляющей определяется только геометрическим эксцентриситетом при условии равенства угла зацепления углу исходного контура инструмента.

Погрешности изготовления деталей и сборки узла волнообразователя, суммируясь с кинематической погрешностью гибкого колеса, увеличивают кинематическую погрешность передачи.

Проведение кинематического анализа периодичности проявления комплексных действующих ошибок гибкого и жесткого колес при остановленном волнообразователе, а также анализ действующих ошибок волнообразователя позволило установить следующее. Отношение периодичности проявления действующих ошибок колес равно отношению их чисел зубьев. Периодичность проявления действующих ошибок деформирующих дисков и гибкого колеса определяется их передаточным отношением (i_{dr}^*) по формуле

$$i_{dr}^* = \frac{\omega_d}{\omega_r} = D_{dr} + i_{dr}^* \left(\frac{D_d}{D_d} - 1 \right) \quad (6)$$

где ω_d и ω_r — угловые скорости вращения деформирующих дисков и гибкого колеса соответственно;

D_{dr} — диаметр внутренней поверхности гибкого колеса в недеформированном состоянии;

i_{dr}^* — передаточное отношение волновой передачи при остановленном жестком колесе;

D_d — диаметр деформирующих дисков волнообразователя.

Волновое зубчатое зацепление с дисковым волнообразователем в каждой зоне зацепления имеет две линии действия. Ведомой линией действия является линия зацепления зубьев гибкого и жесткого колес. Другая, относящаяся к линии взаимодействия фрикционной пары, является промежуточной и образуется в результате планетарного движения диска по деформированной внутренней поверхности гибкого колеса.

В передаче с остановленным жестким колесом его действующая ошибка, аналогично действующей ошибке подвижного гибкого колеса, вызовет избыточное приращение перемещения непосредственно по ведомой линии действия. Величина избыточных приращений, создаваемых на промежуточных линиях действия, передается на ведомую линию действия пропорционально линейному передаточному отношению между

гибким колесом и деформирующими дисками.

Общее избыточное приращение по ведомой линии действия в каждой зоне зацепления ($\Delta F_{\Sigma}^{\bar{z}}$) может быть определено по формуле

$$\Delta F_{\Sigma}^{\bar{z}} = \Delta F^{\bar{z}} + \Delta F^I \cdot L_f' \quad (7)$$

где $\Delta F^{\bar{z}}$ — избыточное приращение по линии зацепления от действующих ошибок гибкого и жесткого колес;

ΔF^I — избыточное приращение по промежуточной линии действия, создаваемое действующими ошибками деформирующих дисков.

Функции действующих ошибок деталей волновых передач являются периодическими и могут быть представлены рядами Фурье.

В волновой передаче коэффициент перекрытия всегда больше двух и поэтому высокочастотными составляющими кинематических погрешностей колес можно пренебречь и при расчете кинематической погрешности передачи учитывать только низкочастотные составляющие действующих ошибок. Для гибкого колеса, изготовленного в недеформированном состоянии, нулевой член разложения есть постоянная составляющая действующей ошибки радиуса основной окружности (Δr_{0r}).

Нулевой член разложения функции действующей ошибки деформирующих дисков в ряд Фурье будет представлять собой отклонение наружного диаметра диска (ΔD) от его номинального значения, а первый член ряда — радиальное биение (E_D). Последующие члены разложения характеризуют отклонения формы наружной поверхности дисков. И так как контакт деформирующих дисков с внутренней поверхностью гибкого колеса происходит не в точке, а по дуге обхвата около 120° , то некруглость наружной поверхности дисков проявляться не будет. Следовательно, величину избыточных приращений по промежуточным линиям действия, достаточно определять по первым двум членам гармонического ряда.

Если привести углы поворота отдельных звеньев волновой передачи к одному аргументу — углу поворота ведущего вала (φ), то текущее значение общего избыточного приращения по ведомой линии действия в одной зоне зацепления волновой передачи может быть подсчитано по формуле:

$$\Delta F_{\Sigma}^{\bar{r}} = e_{om} \cos(\varphi + \varphi_m) + \Delta r_{or} \operatorname{tg} \alpha + e_{or} \cos(i_{or}^{\bar{r}} \varphi + \varphi_r) + \\ + i_r' [\Delta D + e_D \cos(i_{Dg}^{\bar{r}} \varphi + \varphi_D)] , \quad (8)$$

где e_{om} , e_{or} и e_D — эксцентриситеты основных окружностей жесткого и гибкого колес и наружного диаметра деформирующих дисков;

φ_m , φ_r и φ_D — начальные фазы эксцентриситетов соответственно жесткого и гибкого колес, и деформирующего диска.

В двухволновой передаче в силу наличия двух зон одновременного зацепления избыточные приращения проявляются по двум ведомым линиям действия ($\Delta F_{\Sigma 1}^{\bar{r}}$ и $\Delta F_{\Sigma 2}^{\bar{r}}$). Результат их взаимодействия и будет определять характер и величину кинематической погрешности передачи ($\Delta F_{\Sigma n}$). Степень взаимодействия избыточных приращений по ведомым линиям действия в волновых передачах может быть найдена из соотношения $\Delta F_{\Sigma n} / \Delta F_{\Sigma}^{\bar{r}}$.

Влияние многозонности и многопарности на величину кинематической погрешности передачи автор предлагает учитывать через соответствующие коэффициенты

$$\frac{\Delta F_{\Sigma n}}{\Delta F_{\Sigma}^{\bar{r}}} = \frac{1}{K_{m.z.} K_{m.n}} \quad (9)$$

где $K_{m.z.}$ — коэффициент, учитывающий многозонность;

$K_{m.n}$ — коэффициент, зависящий от количества одновременно зацепляющихся зубьев в каждой зоне.

В работе раскрыта физическая сущность указанных коэффициентов.

IV. Методы и средства измерений геометрических параметров точности волновых передач.

Трудность выбора измерительных средств для контроля точности геометрических параметров деталей волновых передач объясняется тем, что здесь используются мелкомодульные колеса внутреннего зацепления, да еще одно из них гибкое, а промышленность необходимых высокопроизводительных приборов не выпускает.

В работе проводится подробный анализ методов измерения кинематической погрешности передаточных механизмов применительно к волновым передачам. Показано, что некоторые методы при исследовании волновых передач применяются или необоснованно, или обладают значительной трудоемкостью. Рекомендуется применять непосредственные методы измерений с использованием индуктосинов при контроле волновых передач высокой точности. Автором рассматривается два вида таких кинематомеров. Одни работают в индуктивно-фазовом режиме, другие - в индуктивно-амплитудном.

В первом случае использовалось устройство, представляющее собой прецизионную следящую систему с фазовым управлением. Датчик-индуктосин (многополюсный индуктивно-фазовый преобразователь угла) связывается с ведомым валом исследуемого редуктора, а ротор приемника (вращающегося трансформатора), работающего в режиме фазовращателя-с ведущим валом. Статор приемника кинематически связан с исполнительным двигателем. Разность фаз, пропорциональная кинематической погрешности редуктора, управляет работой электродвигателя, который отрабатывает эту разность фаз путем поворота статора фазовращателя. Угол поворота статора измеряется линейным потенциометром, сигнал которого регистрируется самопишущим прибором.

Кинематомеры, работающие в индуктивно-амплитудном режиме более простые и основаны на работе схемы трансформаторного включения двух индукционных машин (вращающегося трансформатора и индуктосина). Трансформаторное включение двух индукционных машин с одинаковым числом пар полюсов, обеспечивает равенство угловых поворотов их роторов при нулевом напряжении на выходе машины-приемника. Если же одна машина имеет в несколько раз большее число пар полюсов, то равенство нулю выходного напряжения наступает при повороте ротора многополюсной машины на угол во столько же раз меньший. Отсюда получается электрическая редукция между углами поворотов роторов двух индукционных машин, работающих в трансформаторном режиме. Электрическая редукция в кинематомере считается эталонной, а механическая редукция контролируемого редуктора сравнивается с ней. Из-за наличия кинематической погрешности редуктора равенство углов поворота нарушается, на роторной обмотке вращающегося трансформатора появляется напряжение, пропорциональное погрешности редуктора. При непре-

рывном вращении ведущего вала редуктора машинным приводом изменение напряжения соответствует характеру кинематической погрешности. Усиленный сигнал подается на самопишущий прибор. Как в первом так и в других типах кинематомеров необходимо соблюдать равенство электрической и механической редукций.

Оба кинематомера обладают высокой точностью при большой производительности, дают непрерывную запись кривой кинематической погрешности при любой скорости вращения ведущего вала передач.

Автором аттестован кинематомер, работающий в индуктивно-амплитудном режиме, и проведен подробный анализ ошибок метода измерения. Погрешность метода при измерении кинематической точности волновых редукторов не превышала 7 угловых секунд.

Точность измерительных средств, основанных на индуктивных датчиках преобразования угла и предназначенных для контроля кинематической погрешности передач, при большой редукции определяется в основном погрешностью датчика-индуктоина.

У. Экспериментальные исследования.

В основную задачу экспериментальных исследований входило определение степени влияния погрешностей изготовления гибких колес, нарезанных в деформированном и недеформированном состояниях, жестких колес и деталей узла волнообразователя на кинематическую точность волновых передач, а так же подтверждение ранее изложенных теоретических предположений.

Для проведения предварительных экспериментальных исследований с целью отработки рациональных конструкций было собрано четыре типа волновых передач после аттестации по точности всех функциональных геометрических параметров деталей. Предварительный анализ позволил установить, что к рациональным конструкциям относятся передачи с плавающим жестким колесом или плавающей подвеской волнообразователя, которые и выбраны как объект дальнейших исследований.

Исходя из задачи достижения наивысшей точности передачи вращения все функциональные детали волновых зубчатых передач рациональных конструкций были изготовлены на оборудовании особо высокого класса точности. Гибкие колеса соответствовали 4+7 степени

точности, жесткие -647-и, другие детали передачи -I классу точности.

При проведении основных экспериментальных исследований в передаче менялись как гибкие колеса, изготовленные в деформированном и недеформированном состояниях, так и жесткие колеса, деформирующие диски и эксцентрики. В работе представлены результаты изменений кинематической погрешности и других эксплуатационных характеристик передач в зависимости от использования деталей с различной точностью изготовления.

Анализ кривых кинематической погрешности проведен на электронной вычислительной машине "Минск-22". Кривые кинематических погрешностей двухволновых передач, не содержащих ошибок волнообразователя, имеют вид кривых периодических колебаний с переменной амплитудой, многократно повторяющихся за один оборот ведомого вала и являются результатом осредненного сложения погрешностей гибкого и жесткого колес. Отношение частот кинематических ошибок колес близко единице и это приводит при их сложении к непрерывному сдвигу начальных фаз. На кривых кинематической погрешности таких передач наблюдается постепенное изменение амплитуды дважды за один оборот ведомого вала от минимального до максимального значений. В местах где фазы погрешностей колес совпадают имеют максимум, а где они противоположны - минимум.

В общем случае, когда, кроме погрешностей зубчатых колес, имеются погрешности деталей волнообразователя, график кинематической погрешности передачи содержит и низкочастотные составляющие с периодом, равным частоте проявления радиальных биений деформирующих дисков. Циклические погрешности колес в кривых кинематических погрешностей передач не наблюдаются.

Точность волновых передач, гибкие колеса которых изготовлены в деформированном состоянии в 1,5 раза выше. Зацепление таких передач, с нулевым боковым зазором дает наибольшее уменьшение (до 3,5 раз) кинематической погрешности двухволновой передачи по сравнению с суммарным значением накопленных погрешностей шагов зубчатых колес, а волновое зацепление с увеличенным боковым зазором до 0,25 модуля и уменьшению кинематической погрешности передач не приводит.

Кинематическая погрешность двухволновых передач находится в линейной зависимости от погрешностей изготовления деталей. Неточность изготовления жестких колес в большей мере влияет на кинематическую погрешность передачи чем гибких, а наименьшее влияние оказывают погрешности деформирующих дисков волнообразователя.

В работе показано, что момент трогания исследуемых волновых передач колеблется в широких пределах от 800 до 30 гсм и зависит от бокового зазора волнового зацепления. Значительное уменьшение момента трогания (до 10+15 раз) получается после обкатки или приработки передач.

Приработкой волнового зацепления зубчатый венец гибкого колеса которого, нарезался в недеформированном состоянии, получено повышение кинематической точности в 1,3 раза .

Наибольшую точность вращения показал вариант передачи с плавающим волнообразователем беззазорного зацепления, гибкое колесо которой изготовлено в деформированном состоянии по 4-й степени точности, а жесткое по 6-й. Максимальное значение амплитуды на графике кинематической погрешности передачи составило 50 угловых секунд при накопленных погрешностях шагов колес, равных 62 и 108 угловых секунд соответственно для гибкого и жесткого колес.

VI. Основные выводы

1. Теоретически установлено и экспериментально подтверждено , что наивысшую кинематическую точность вращения обеспечивают рациональные конструкции (вариант с плавающим волнообразователем) волновых передач беззазорного зацепления при угле зацепления в передаче, равному углу исходного контура инструмента и гибкие колеса которых изготовлены в деформированном состоянии, причем многозонность зацепления в большей мере повышает точность передачи чем многопарность.

2. Дискретный метод контроля кинематической погрешности передаточных механизмов с помощью угломерных средств и разностный магнитоэлектрический метод, которые широко применяются в промышленности не следует использовать для контроля точности волновых передач. Необходимо внедрять непосредственные непрерывные методы контроля кинематических погрешностей волновых передач индуктивными кинематомерами, обладающими высокой точностью и производительностью.

3. Графики кинематических погрешностей волновых зубчатых передач принципиально отличаются от графиков кинематических погрешностей обычных передач и представляют собой кривые высокочастотных биений с переменной амплитудой, являющейся результатом сложения кинематических погрешностей колес и деталей волнообразователя, усредненного за счет многопарного одновременного зацепления по всем волнам деформации гибких колес.

4. Предложена и изготовлена конструкция инструментальной оправки, позволяющая исключить влияние установочного и заготовочного эксцентриситетов зубчатого венца гибких колес, нарезаемого в деформированном состоянии.

Результаты работы докладывались и обсуждались:

1) на семинаре "Новые конструкции, технология изготовления и контроль малогабаритных приборов", Ленинград, 1970 год;

2) на Московском научно-техническом семинаре по волновым передачам, МВТУ им. Баумана, 1972 год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Семин Ю.И., Фурсяк Ф.И. Определение мертвого хода волновой малоинерционной передачи. В сб. "Волновые зубчатые передачи" ЛВИА им. А.Ф.Мокшайского, Л. 1969.

2. Семин Ю.И., Фурсяк Ф.И.

К вопросу определения мертвого хода волновой малоинерционной передачи. Изв. вузов "Машиностроение" 1970, №7

3. Фурсяк Ф.И. Экспериментальное исследование точности приборной волновой зубчатой передачи. Изв. вузов "Машиностроение", 1970, № 12.

4. Скворцова Н.А., Семин Ю.И., Фурсяк Ф.И.

Применение малоинерционных волновых зубчатых передач рациональных конструкций для уменьшения мертвого хода и повышения кинематической точности привода. В сб. "Математика и механика" (Тезисы докладов 4-й Казахской межвузовской научной конференции), Алма-Ата, 1971 г.

5. Скворцова Н.А., Семин Ю.И., Фурсяк Ф.И.

К вопросу получения беззазорного волнового зацепления. Изв. вузов "Машиностроение" 1972, № 7.