

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
"Новосибирский государственный технический университет"

На правах рукописи



Барис Андрей Викторович

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И СИНТЕЗ  
ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

05.02.18 – теория механизмов и машин

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук,  
профессор Гилета В.П.

Новосибирск – 2014

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ВОЛНОВЫЕ ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	15
1.1 Область существования волновых передач.....	15
1.2 Волновые передачи с гибкими звеньями в виде цепей.....	20
1.3 Выводы и задачи исследования.....	39
2 КИНЕМАТИКА ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМ ЗВЕНОМ В ВИДЕ ПАЛЬЦЕВОЙ ЦЕПИ.....	42
2.1 Особенности кинематики гибких звеньев волновых цепных передач.....	42
2.2 Кинематика пластин пальцевой цепи.....	49
2.3 Кинематика пальцев цепи.....	67
2.4 Выводы.....	76
3 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГЕНЕРАТОРА, ЗУБЬЕВ ЖЕСТКОГО КОЛЕСА И ОТВЕРСТИЙ НАПРАВЛЯЮЩЕГО ДИСКА ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	77
3.1 Определение рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска.....	77
3.2 Режимы работы элементов волновой цепной передачи.....	88
3.3 Коэффициенты перекрытия волновой цепной передачи.....	95
3.4 Скорости скольжения в волновой цепной передаче.....	99
3.5 Выводы.....	104
4 СОЗДАНИЕ ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	106
4.1 Конструктивное исполнение волновой цепной передачи.....	106
4.2 Синтез волновой цепной передачи.....	116
4.3 Волновая цепная передача с минимальным передаточным отношением.....	125
4.4 Коэффициент полезного действия волновой цепной передачи.....	129
4.5 Выводы.....	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	135

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	137
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	151
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	152
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	153

## ВВЕДЕНИЕ

### Актуальность темы исследования

Одной из важнейших задач машиностроения является создание машин и механизмов, обладающих малой массой и габаритами при высокой нагрузочной способности [75].

Для решения этой задачи существуют два основных пути. Первый - совершенствование конструкционных материалов применение уже разработанных современных материалов в уже существующих передачах. Второй - поиск новых конструкций передач.

При втором пути необходим поиск таких конструкций, которые бы позволяли работать как можно большему количеству материала передачи. В области зубчатых передач на этом пути возможны два метода решения. Это профилирование формы зубьев, позволяющее увеличить площадь пятна контакта зубьев в зацеплении и повышение многопарности зацеплений. Оба этих метода лежат в основе истории развития зубчатых передач от начала их использования до сегодняшнего дня. Так, использование зацепления Новикова [40, 44] увеличило площадь пятна контакта зубьев, в результате чего несущая способность передачи в 1,5 – 2 раза выше чем у эвольвентных. Совсем недавно томскими конструкторами был предложен новый вид зацепления, известный как эксцентриково-циклоидальное зацепление [26, 27, 96, 97, 114]. Такие зацепления обеспечивают в одной ступени повышенное передаточное отношение, при высокой нагрузочной способности.

Применение планетарных передач позволило повысить нагрузочную способность и снизить массу в 2 – 4 раза по сравнению с простыми эвольвентными передачами [60] за счет увеличения многопарности зацепления, которая растет пропорционально числу сателлитов. Существует в настоящее время множество изобретений и научных работ по поиску новых видов зацеплений и передач с большой многопарностью зацепления. К ним можно отнести ряд исследований передач с промежуточными телами [24, 25, 33, 64, 76, 79, 80, 81, 83, 115–117]. Они

непрерывно совершенствуются, дают теоретически хорошие результаты, но в машиностроении пока широкого применения не получили. На практике получил большое распространение принцип волнового преобразования движения в первые предложенный Москвитиным в 1944 г. для фрикционной передачи с электромагнитным генератором волн а затем Массером в 1959 г. для зубчатой передачи с механическим генератором волн. При этом стало возможным для зубчатой передачи реализовать такую многопарность, что число одновременно зацепляющихся зубьев составляет 20...40%. В настоящее время волновые зубчатые редуктора с механическим генератором волн и гибким звеном в виде тонкостенного цилиндра или стакана изготавливаются в США и Японии. В нашей стране разработан стандартный ряд таких редукторов [35, 49]. Габаритные размеры волновых передач в 1,5 – 2 раза меньше планетарных [29]. Благоприятными факторами, влияющими на повышение нагрузочной способности, являются большой приведенный радиус кривизны в контакте зубьев и большое количество зубьев находящихся в зацеплении. Кроме высокой нагрузочной способности, передача обладает целым рядом преимуществ перед обычными зубчатыми передачами. Они имеют достаточно высокий КПД (80...90% при работе в качестве редуктора и 60...70% в качестве мультипликатора), обладают высокой демпфирующей способностью, а также, благодаря многопарности зацепления, обеспечивают более высокую кинематическую точность, меньший мертвый ход, работают с меньшим шумом.

Несмотря на обилие преимуществ, волновые передачи имеют узкую область использования, что препятствует вытеснению ими традиционных видов передач. Так диапазон передаточных отношений при колесах из стали лежит в пределах от 60 до 300 [68]. Однако в технике наибольшей потребностью обладают передачи в диапазоне передаточных чисел до 60, которые обеспечивают одно, двух и трехступенчатые редуктора, а также, планетарные и червячные.

Основной причиной, сдерживающей применение волновых передач в диапазоне передаточных отношений до 60, является низкая изгибная прочность гибкого колеса. Практикой подтверждается, что при передаточных отношениях меньших 60 основной причиной выхода из строя волновых передач является пониженная прочность гибкого звена уровень напряжений в котором определяется в

первую очередь величиной радиального упругого перемещения и в меньшей степени вращающим моментом.

Были попытки с целью снижения передаточного отношения использовать материал с низким модулем упругости для изготовления гибкого звена [71, 82]. Применение пластмасс для изготовления гибких колес волновых передач позволило снизить передаточные отношения до 7...15. Тем не менее, их мощность не превышает 0,3 кВт, что обусловлено низкой контактной прочностью зубьев и их низкой температурной стойкостью.

Для того, чтобы волновая передача имела большую нагрузочную способность и обладала низким передаточным отношением, ее гибкое колесо должно обладать малой жесткостью и высокой твердостью поверхностей зубьев. Поскольку промышленность к настоящему времени не располагает такими материалами, дальнейшая работа велась в области изменения конструкции гибкого звена.

Рядом исследователей предлагалась передача с разрезным гибким звеном, состоящим из отдельных сегментов, пластин, стержней и т.д. [1–4, 12, 14, 77] При этом гибкое звено представляет собой одну деталь в виде цилиндрической оболочки с различными вырезами и отверстиями либо полученную путем соединения различных деталей: колец, стержней и пластин различной формы с помощью неподвижных соединений. Деформация гибкого звена происходит только за счет упругих перемещений.

Еще одним способом решения данной задачи является применение в качестве гибкого звена передачи цепи на что указывают работы [95, 99–101]. В данном случае гибкое звено получено путем скрепления различных деталей с помощью подвижных соединений. При деформации гибкого звена практически отсутствуют упругие перемещения, в результате чего звено имеет при деформации очень низкую жесткость и, в тоже время, обеспечивается высокая прочность и твердость деталей участвующих в зацеплении, что и является подходящим фактором для создания силовых волновых передач с низкими передаточными отношениями. Конструкции известных в настоящее время волновых цепных передач обладают рядом недостатков, которые препятствуют их широкому применению. В волновых цепных передачах с зубчатыми колесами только внутреннего или толь-

ко наружного зацепления цепь работает с неконтролируемым перекосом. Это приводит к тому, что линейный контакт в зацеплениях цепи с зубьями колес заменяется кромочным контактом, приводящим к снижению нагрузочной способности. В конструкциях волновых цепных передач с колесами как внутреннего так и наружного зацепления удастся избежать эффекта перекоса цепи, но радиальные габаритные размеры получаются неоправданно завышенными. С целью устранения вышеперечисленных недостатков и расширения области применения волновых передач с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60, была предложена конструкция волновой передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи, пальцы которой во время работы передачи совершают сложное пространственное движение, взаимодействуют с отверстиями направляющего диска и установлены на опорном диске при помощи сферических кинематических пар [85]. В результате чего пальцы не подвержены неконтролируемому перекосу, а движутся по заранее известному закону, который учитывается при образовании рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска. При этом оси пальцев не параллельны оси волновой цепной передачи.

Поскольку данная конструкция волновой цепной передачи не использовалась и не исследована, необходимо теоретически обосновать возможности передачи движения в механизме, гибкое звено которого представляет собой пальцевую цепь, разработать методику синтеза предлагаемой волновой передачи и экспериментально подтвердить ее работоспособность.

### **Степень разработанности темы исследования**

В настоящее время волновые передачи достаточно хорошо изучены. Значительный вклад в теорию волновых передач внесли М. Н. Иванов, Н. И. Цейтлин, С.А. Шувалов, В.А. Турышев, Д.П. Волков, Э.П. Амосова, Н.А. Скворцова, А.Ф. Крайнев, Х.Р. Казыханов, М.Г. Косов, В.К. Рубцов, Б.И. Павлов, В.И. Рудницкий, Ю.Б. Синкевич, В.А. Финогенов, Е.Г. Гинзбург, Н.А. Ковалев.

Своим появлением волновые передачи вызвали всплеск повышенного интереса к ним инженеров и ученых. В отечественной и зарубежной печати появились

многочисленные статьи и сообщения по данной тематике. Ряд работ посвящены обзору литературы по развитию волновых передач и анализу различных направлений. Достаточно полный обзор печатных работ по волновым передачам приводится в статье С.С. Кленикова [49]. За последние тридцать лет в нашей стране и за рубежом опубликовано множество монографий, посвященных развитию и внедрению волновых передач в различных отраслях техники. Вопросы конструирования волновых передач освещены в многочисленных учебниках по деталям машин, атласах конструкций, методических указаниях к выполнению лабораторных работ сборниках задач. Регулярно печатаются научные статьи. Сведения о выпускаемых серийно волновых передачах можно найти в каталогах. Часть публикаций посвящена геометрическому анализу и синтезу волновых передач [39, 42, 45, 48, 52, 55, 56, 66, 70, 71, 72, 94, 105, 107, 109, 110, 113]. Часть работ посвящена структуре и кинематике [36, 47, 59, 67]. Значительное число работ посвящено напряженно деформированному состоянию элементов волновых передач [37, 41, 46, 51, 53, 54, 58, 91, 92, 106, 108, 112]. Отдельным блоком можно выделить работы, посвященные изучению технологии изготовления волновых передач [74, 111]. Анализируя объем зарубежных публикаций, можно сделать вывод, что основная часть работ носит рекламный характер. Сведения, полученные из рефератов по зарубежным публикациям, говорят о все более широком применении волновых передач в системах стабилизации и управления космических и авиационных аппаратов и управляемых ракет, безлюфтовых приводах.

Появление волновых передач вызвало всплеск научных работ. Имеется большое количество опубликованных авторефератов на соискание степеней доктора и кандидата технических наук.

Из наиболее значимых работ можно отметить работы М.Н. Иванова [43], Е.Г. Гинзбурга [34], Д.П. Волкова [29, 30], Н.А. Ковалева [50], А.И. Полетучева [87].

Теоретические исследования движения гибких звеньев зубчатых волновых передач и методики синтеза зацеплений в вышеупомянутых источниках строятся на предположении, что гибкое колесо представляет собой деформируемую тонкостенную конструкцию в виде стакана или кольца. Однако, такая модель при ис-



пользовании цепи в качестве гибкого колеса волновой передачи не приемлема. Литературы по теории волновых передач с гибким колесом в виде цепи практически нет. Основная масса публикаций связана с патентной информацией по волновым цепным передачам.

Из теоретических работ по тематике волновых цепных передач необходимо отметить работы А.А. Сычева [99–101], в которых раскрыта теория и методика синтеза волновой цепной передачи с использованием стандартной трехрядной роликовой цепи. В качестве зацепления цепи с зубьями жестких колес волновой цепной передачи было выбрано гипоциклоидальное цевочное зацепление. Для синтеза зацеплений была принята уже существующая теория цевочных зацеплений. Синтезу волновой цепной передачи с использованием стандартной трехрядной роликовой цепи, но иной чем у А.А. Сычева конструкции, посвящена работа [95]. В работе не затрагивались вопросы геометрического синтеза зацеплений.

Известные теоретические исследования движения гибкого звена зубчатых волновых передач и методики синтеза зацеплений базируются на теории деформирования тонкостенной оболочки и применительны для конструкций гибкого звена в виде тонкостенного стакана или кольца. Такая модель при использовании цепи в качестве гибкого звена волновой передачи не приемлема, поэтому для известных волновых цепных передач с дисковым или роликовым генераторами и стандартной роликовой цепью использовалась методика синтеза зацеплений, разработанная для цевочных цилиндрических колес, которые являются жесткими звеньями. При этом делалось допущение, что ролики цепи в зоне зацепления цепи с зубьями жесткого колеса расположены по окружности одного радиуса. Используемая методика синтеза зацеплений волновой цепной передачи не отвечает случаям, когда зона зацепления охватывает не только участки цепи, расположенные по окружности, но и переходные участки, описываемые отличными от окружности линиями.

Известные методики синтеза геометрических параметров волновой цепной передачи не могут быть использованы для новой передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи, в которой применяется кулачковый генератор, имеющий форму, не описываемую дугами окружности, и оси пальцев которой при движении не ос-

таются параллельными оси передачи – они совершают пространственное движение. Это обуславливает необходимость разработки теоретического обоснования и методики синтеза волновой передачи с гибким звеном в виде пальцевой цепи.

### **Цели и задачи**

**Целью** исследования является создание волновых передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60, в качестве гибких звеньев которых используется пальцевая цепь с пространственным движением пальцев.

Для реализации поставленной цели были сформулированы следующие **задачи исследования**:

1 Провести анализ существующих волновых передач для выявления конструкций гибких звеньев, которые позволяют реализовать диапазон передаточных отношений от 2 до 60.

2 Разработать волновую передачу с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, односторонне объединенных пластинами, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска.

3 Разработать математические модели движения пластин и пальцев цепи, учитывающие эффект расположения цепи на генераторе по многоугольнику и пространственное движение пальцев, с целью использования их для анализа и синтеза волновых цепных передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60.

4 Разработать методики синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, и всей волновой цепной передачи в целом, обеспечивающие постоянство передаточного отношения, шага пальцевой цепи и линейного контакта пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

5 На основе разработанных методик синтеза создать макеты волновых цепных передач с гибким звеном в виде пальцевой цепи и провести экспериментальные исследования их работоспособности и коэффициента полезного действия.

## Научная новизна

1 Разработана волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, односторонне объединенных пластинами, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска, позволяющая реализовывать передаточные отношения в диапазоне от 2 до 60.

2 Разработана математическая модель движения пластин пальцевой цепи в виде выпуклого многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин, изменение внутренних углов которого осуществляется по гармоническому закону, учитывающая условия постоянства шага пальцевой цепи и передаточного отношения передачи.

3 Разработана математическая модель движения пальцев цепи, в которой их перемещение по направляющему диску представлено в виде вращательного движения твердого тела относительно неподвижных точек, являющихся центрами сферических опор пальцев, положенная в основу синтеза волновой цепной передачи.

4 Разработана методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, учитывающая пространственный характер движения пальцев цепи, позволяющая обеспечить линейный контакт при взаимодействии пальцев с жестким колесом, генератором, направляющим диском и реализующая возможность практического применения предложенной волновой цепной передачи.

## Теоретическая и практическая значимость работы

1 Математические модели движения пальцевой цепи волновой передачи, позволили получить новые знания в теории зацепления зубьев жесткого колеса с цилиндрическими пальцами, совершающими пространственное движение.

2 Разработаны методики синтеза геометрических параметров волновых цепных передач с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

3 Разработана конструкция волновой цепной передачи с гибким звеном, выполненным в виде цепи, состоящей из односторонне объединенных пластинами пальцев, установленных на опорном диске, совершающих пространственное движение и взаимодействующих с зубьями жесткого колеса. Новизна конструкции подтверждена патентом РФ № RU 2478847.

4 Для оценки работоспособности и КПД волновой цепной передачи создан экспериментальный стенд.

5 Результаты, полученные в диссертационной работе используются в учебном процессе на механико-технологическом факультете Новосибирского государственного технического университета при подготовке бакалавров и магистров, обучающихся по направлениям «Технологические машины и оборудование», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

### **Методология и методы исследования**

В работе использовались методы теории механизмов и машин: кинематический анализ и геометрический синтез механизмов, теория зубчатых зацеплений, векторный анализ, а также методы машинного конструирования и теория научного эксперимента.

### **Положения, выносимые на защиту**

1 Конструкция волновой передачи в которой в качестве гибкого звена используется цепь состоящая из односторонне объединенных пластинами пальцев, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска, позволяет реализовать диапазон передаточных отношений от 2 до 60.

2 Математическая модель движения пластин цепи представлена перемещением сторон, построенного на центрах шарниров пластин многоугольника, изме-

нение внутренних углов которого осуществляется по гармоническому закону, позволяет обеспечить условия постоянства шага цепи и передаточного отношения волновой передачи.

3 Математическая модель вращательного движения, односторонне объединенных пластинами пальцев цепи, в которой их перемещение относительно опорного и направляющего дисков представлено в виде движения твердого тела относительно неподвижной точки, позволяет установить законы движения осей пальцев относительно генератора, жесткого колеса и направляющего диска.

4 Методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска позволяет реализовать в волновой передаче с гибким звеном в виде пальцевой цепи линейный контакт в зонах взаимодействия пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

### **Степень достоверности и апробация работы**

Достоверность результатов работы обеспечивается использованием классических положений теории механизмов и машин; теории зубчатых зацеплений, векторным анализом и экспериментальным подтверждением работоспособности созданных макетов волновой цепной передачи.

Результаты работы были доложены обсуждались на Международной научно-технической конференции "Научные основы высоких технологий" (г. Новосибирск, 1997 г.), 6<sup>ой</sup> Всероссийской конференции "Актуальные вопросы строительства" (г. Новосибирск, 2013 г.), Конференции "Проблемы развития горных наук и горнодобывающей промышленности" (г. Новосибирск, 2014 г.), 6<sup>ой</sup> Международной научно-технической конференции "Инновации в машиностроении – основа технологического развития России" (г. Барнаул, 2014г.).

## **Публикации**

По теме диссертации опубликованы 9 печатных работ, в том числе 3 статьи в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов для опубликования основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, патент РФ на изобретение, и 5 работ в международных и все-российских научно-технических конференциях.

## **Структура и объем работы**

Диссертация состоит из введения, четырех разделов, списка литературы из 119 наименований, заключения и двух приложений. Общий объем диссертационной работы составляет 153 страницы текста, включая 92 рисунка.

Выражаю благодарность д.т.н., профессору Смелягину А.И. и к.т.н., доценту Полякову Ю.С. за помощь в обсуждении вариантов конструкций волновых цепных передач.

# 1 ВОЛНОВЫЕ ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## 1.1 Область существования волновых передач

Волновые передачи, основанные на принципе преобразования параметров движения за счет деформирования одного из звеньев являются перспективными. Важным и основным преимуществом таких передач является возможность обеспечения больших передаточных отношений в одной ступени, чем достигается компактность передачи при сохранении большой нагрузочной способности благодаря свойству многопарности зацепления [68].

Принцип волнового преобразования движения впервые был предложен Москвитиным в 1944 г [43] для фрикционной передачи с электромагнитным генератором. В 1959 г Массером [118, 119] была разработана зубчатая волновая передача с механическим генератором волн.

Схема фрикционной передачи с электромагнитным генератором изображена на рисунке 1.1. Деформирование гибкого колеса 2 происходит за счет поочередного переключения электромагнитов 3. Магнитный поток замыкаясь через гибкое колесо, прижимает его к неподвижному жесткому колесу 1. Достоинством таких передач является малая инерционность, ввиду чего они получили распространение в следящих системах. Основным недостатком является низкий коэффициент полезного действия, связанный с большими потерями в магнитопроводе (не превышает 6...8%) [43, 50]. Это препятствует широкому использованию таких передач в качестве силовых.

Фрикционные передачи уступают зубчатым по долговечности, надежности работы, нагрузочной способности, коэффициенту полезного действия, кинематической точности. Поэтому в настоящее время широко используются только зубчатые волновые передачи.

Волновая зубчатая передача с механическим генератором волн изображена на рисунке 1.2. Условимся обозначать на кинематических схемах генератор буквой  $h$ , гибкие звенья и жесткие зубчатые колеса буквами  $g$  и  $k$  соответственно.

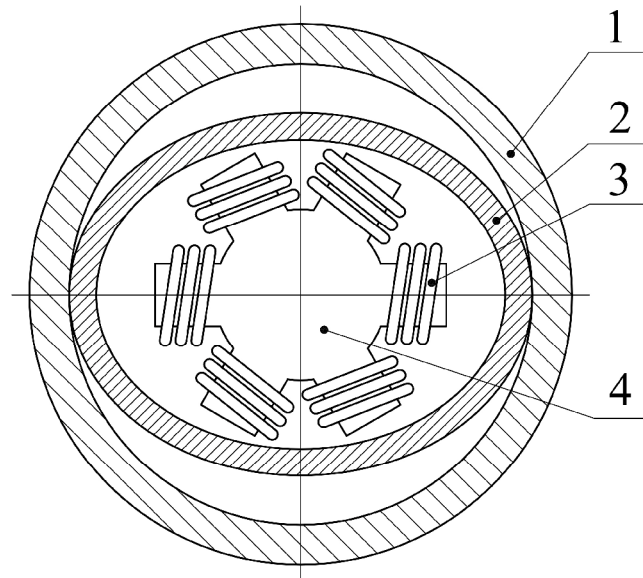


Рисунок 1.1 – Волновая передача с электромагнитным генератором волн: 1 – жесткое колесо; 2 – гибкое колесо; 3 – обмотка электромагнитов; 4 – генератор

Зубчатый гибкий венец нарезан на тонкой цилиндрической оболочке 5. Цилиндрическая оболочка соединяется с ведомым валом 4 через тонкое дно. Генератор волн закреплен на ведущем валу 7 и выполнен в виде овального кулачка 3 и гибкого шарикоподшипника 6. Кроме кулачкового генератора применяются также дисковые и роликовые генераторы. При вращении генератора волн гибкий зубчатый венец обкатывается по неподвижному жесткому колесу при этом вращая оболочку и ведомый вал.

В сравнении с обычными зубчатыми передачами волновые передачи имеют меньшую массу и габариты, обладают высокой кинематической точностью, большой нагрузочной способностью в результате многопарности зацепления, позволяют осуществлять большие передаточные отношения. Так, при колесах выполненных из стали, передаточные отношения лежат в диапазоне от 60 до 300 [29, 34, 35, 43, 44, 50, 68]. Верхний предел передаточных отношений ограничивается минимально допустимой величиной модуля равной 0,2...0,15 мм. Значение нижнего предела передаточных отношений обусловлено следующими причинами. С уменьшением передаточного отношения увеличивается величина потребного упругого радиального перемещения гибкого колеса. Следствием чего являются зна-



чительные напряжения превышающие предел выносливости приводящие к поломке гибкого колеса от трещин усталости [37, 41, 43, 44, 60, 91, 92, 108].

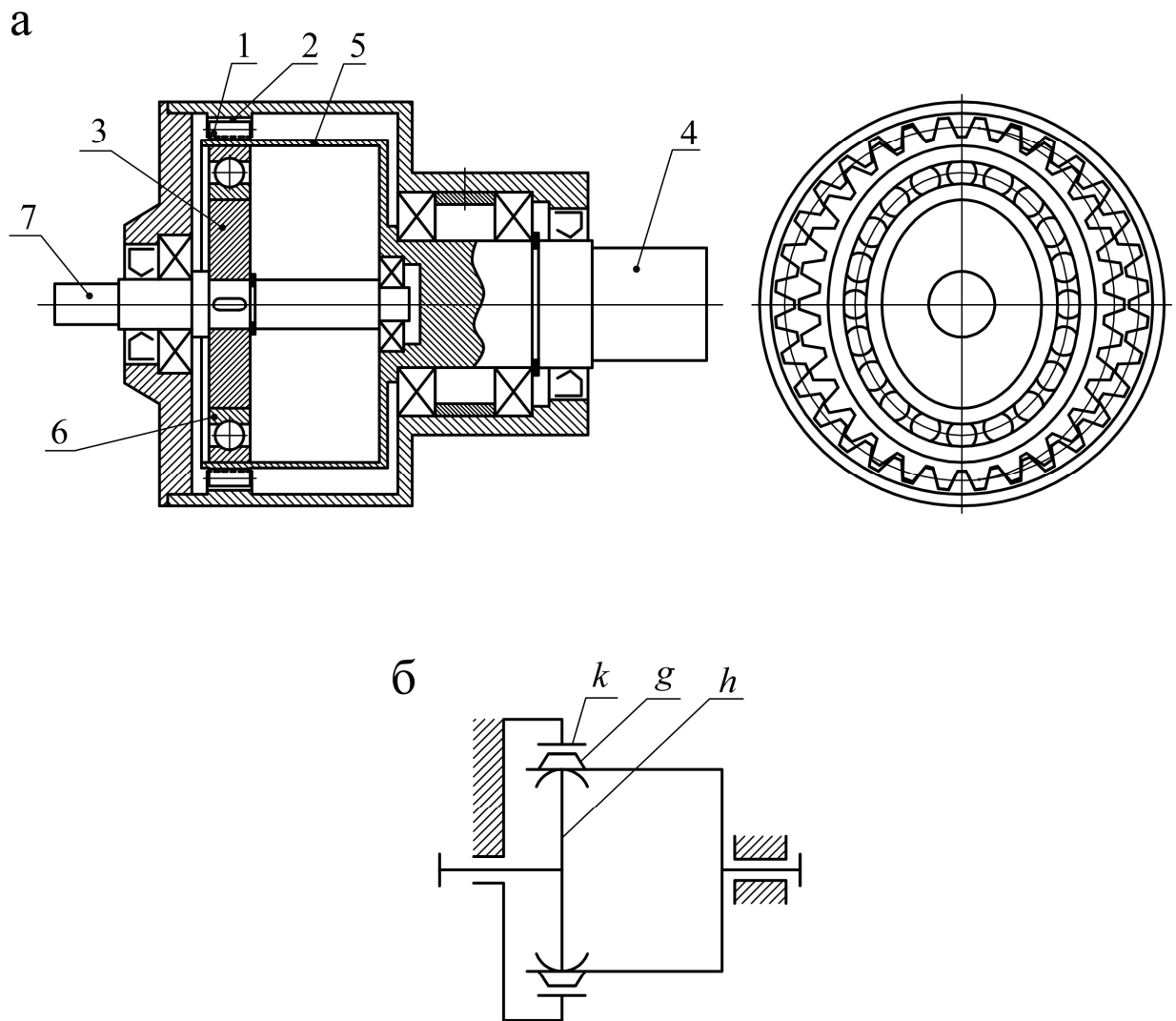


Рисунок 1.2 – Волновая зубчатая передача с механическим генератором волн: а – конструкция; б – схема; 1 – гибкий венец; 2 – неподвижное жесткое колесо; 3 – генератор волн; 4 – выходной вал; 5 – цилиндрическая оболочка; 6 – гибкий шарикоподшипник; 7 – входной вал;  $h$  – генератор;  $k$  – жесткое колесо;  $g$  – гибкое колесо

Подавляющее большинство редукторов общего назначения имеют передаточные отношения лежащие в диапазоне до 60. Высокое значение нижнего предела передаточных отношений является недостатком волновых передач.

Известны волновые передачи у которых гибкие колеса изготовлены из пластмассы [34, 73]. Передаточные числа возможны от 7 до 15 в зависимости от конструкции. Такие передачи являются маломощными (менее 0,3 кВт) в результате малой твердости и прочности пластмассовых зубьев, а также в результате ограничения предельно допустимого нагрева гибкого колеса. Материалы, обладающие низким модулем упругости, имеют низкую твердость, чем обуславливается низкая нагрузочная способность в результате низких допустимых давлений в зоне зацепления зубьев гибкого и жесткого колес.

Таким образом, традиционные волновые передачи с гибкими колесами, зубья которых имеют высокую твердость, имеют ограниченную область применения, лежащую в зоне больших передаточных отношений. Эта ограниченность использования обусловлена конструкцией гибкого звена передачи не допускающей больших деформаций и достаточной прочности и жесткости при значительной нагрузке.

В последнее время рядом авторов предложено использовать в качестве гибкого звена волновой передачи цепи, перфорированной ленты или зубчатого ремня [6, 7, 9 – 11, 13, 78, 99, 100, 101]. Перечисленные звенья могут располагаться на большой кривизне, при сохранении большой тяговой способности и могут быть выполнены значительных размеров. Изменение конструкции гибкого звена ведет к некоторому изменению конструкции всей передачи. Для перечисленных нетрадиционных гибких колес можно использовать конструкции разработанные для волновых передач с короткими колесами в виде зубчатого кольца [5, 8, 34, 43, 84]. При этом возможны, при внутреннем генераторе волн, две принципиальные конструкции: когда гибкое звено входит в зацепление с жестким колесом внутреннего и жестким колесом наружного зацепления (рисунок 1.3 а), и когда гибкое колесо входит в зацепление с двумя колесами внутреннего зацепления (рисунок 1.3 б).

Перфорированная лента в сущности является тем же самым традиционным гибким коротким зубчатым колесом, только функцию зубьев выполняют перемычки между отверстиями, поэтому им присуще все те недостатки, которые относятся к традиционным гибким звеньям.

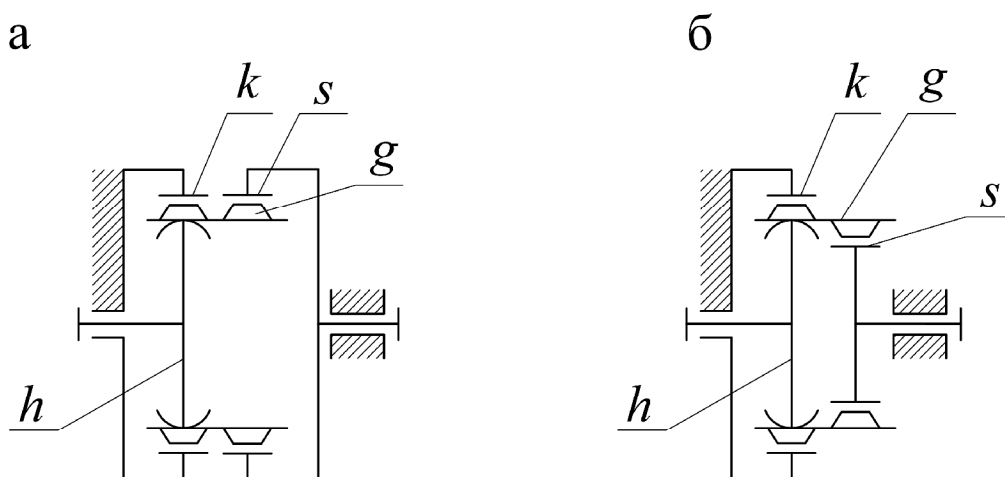


Рисунок 1.3 – Кинематические схемы волновых передач с коротким гибким колесом; а – с жесткими колесами внутреннего зацепления, б – с жесткими колесами внутреннего и наружного зацепления;  $h$  – генератор;  $k, s$  – жесткие колеса;  $g$  – гибкое колесо

В настоящее время широко используются передачи с зубчатыми ремнями. Достоинством таких передач является малые габариты, отсутствие скольжения, высокий коэффициент полезного действия. Передаваемые мощности достигают 200 кВт. Ремни выполняют из резины на основе бутадиен-нитрильных каучуков, полиуретана или неопрена. Несущая основа выполнена из стального троса или троса из стекловолокна. Зубчатые ремни могут иметь трапециидальный, или полукруглый профиль зубьев [90]. Рассмотрим возможность использования зубчатого ремня в качестве гибкого колеса волновой передачи.

При контакте зубчатого ремня с колесом наружного зацепления сохраняются все преимущества передачи зубчатым ремнем (рисунок 1.5). Зуб ремня контактирует с зубом колеса по поверхности. В зацеплении находится одновременно несколько зубьев. При дисковом или роликовом генераторе волн в зацеплении зуба ремня с зубом жесткого колеса внутреннего зацепления (рисунок 1.5, а) происходит линейчатый контакт и имеется скольжение. Резина имеет большой коэффициент трения с различными материалами поэтому такое зацепление будет обладать очень низким коэффициентом полезного действия. К тому же линейчатый контакт приводит к увеличению удельного давления в зоне зацепления и в виду большой

эластичности резины приводит к искажению профиля зуба. В результате чего, нарушается геометрия зацепления, что сказывается на кинематической точности передачи и может привести к интерференции зубьев. Выходом из этой ситуации могло бы быть использование генератора по форме как показано на рисунке 1.5 б, обеспечивающего прижим ремня к колесу по дуге окружности. Данная форма могла бы обеспечить зацепление нескольких зубьев ремня с зубьями колеса внутреннего зацепления. Такой формы генератора волн нельзя добиться используя диски и ролики. Генератор должен быть кулачковым, и скользить по ремню. Результатом большого трения, в этом случае, будет низкий коэффициент полезного действия, чрезмерный нагрев ремня и остальных деталей передачи.

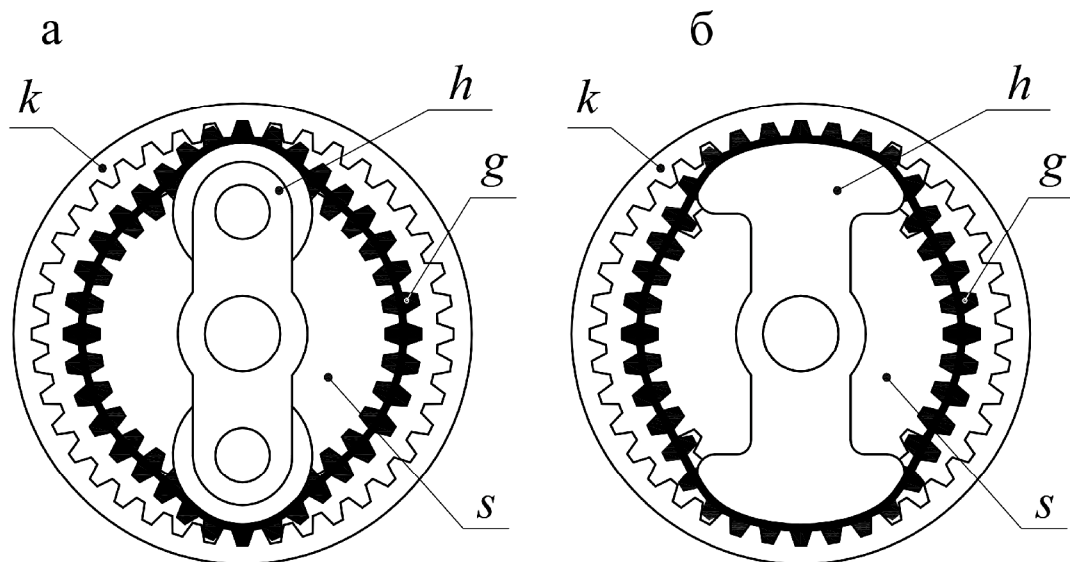


Рисунок 1.4 – Волновая передача с зубчатым ремнем в качестве гибкого колеса: а – с роликовым генератором; б – с кулачковым генератором

Выше перечисленные недостатки использования зубчатого ремня при зацеплении с колесом внутреннего зацепления может устранить использование зубчатой или втулочно-роликовой цепи.

## 1.2 Волновые передачи с гибкими звеньями в виде цепей

Цепи обладают высокой твердостью рабочих поверхностей, большой нагрузочной способностью (передаваемая мощность до 5000 кВт), высоким коэффици-

ентом полезного действия. Использование стандартных цепей широко выпускаемых промышленностью значительно удешевит конструкцию, повысит ремонтно-пригодность передачи. Рассмотрим варианты использования стандартной цепи. В настоящее время более широко используются втулочно-роликовые цепи, которые по отношению к зубчатым цепям более дешевы и просты в изготовлении.

Изучению волновых цепных передач с гибким колесом в виде стандартной многорядной роликовой цепи посвящены работы А.А. Сычева [99–101]. Конструкция волновой цепной передачи с трехрядной стандартной роликовой цепью показана на рисунке 1.1.

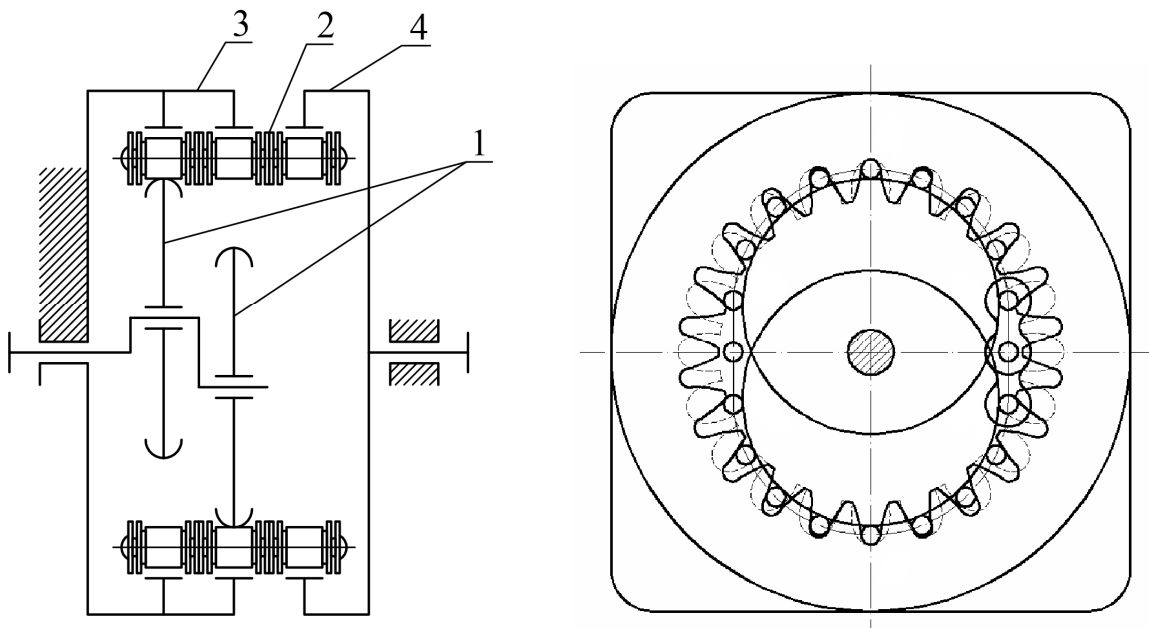


Рисунок 1.5 – Волновая цепная передача с гибким звеном в виде стандартной трехрядной роликовой цепи: 1 – диски; 2 – трехрядная роликовая цепь; 3 – жесткое колесо внутреннего зацепления; 4 – звездочка

Передача имеет генератор волн, состоящий из двух эксцентрично расположенных дисков 1, на которые с небольшим натягом одета стандартная трехрядная роликовая цепь 2. Жесткое колесо внутреннего зацепления 3 взаимодействует с двумя рядами цепи. Третий крайний ряд зацепляется со звездочкой 4, имеющей внутренние зубья. Количество зубьев звездочки равно количеству звеньев цепи. Был изготовлен промышленный образец такой волновой цепной передачи. В результате испытаний выявились некоторые недостатки, такие как ограничение на-

грузочной способности, связанной с перекосом цепи под действием приложенных к ней нагрузок. Нагрузка, действующая со стороны выходной звездочки на третий ряд цепи приложена консольно, что вызывает перекос цепи. В результате того, что оси шарниров цепи становятся не параллельны оси передачи нарушается теоретически правильное зацепление, уменьшается ширина площадки контакта, что отрицательно сказывается на нагрузочной способности передачи. Волновая цепная передача может существовать в диапазоне передаточных отношений от 8 до 50. Было установлено, что в диапазоне передаточных отношений от 8 до 50 коэффициент перекрытия при зацеплении цепи с зубьями жесткого колеса составляет 30...33% от числа звеньев цепи, а при зацеплении с зубьями звездочки 21...25%.

К подобному виду передач, с консольным нагружением элемента зацепления цепи, можно отнести конструкцию [10]. В конструкции изображенной на рисунке 1.6 использована трехрядная роликовая цепь 1, взаимодействующая с генератором, который выполнен в виде прижимов 2 и направляющих 3.

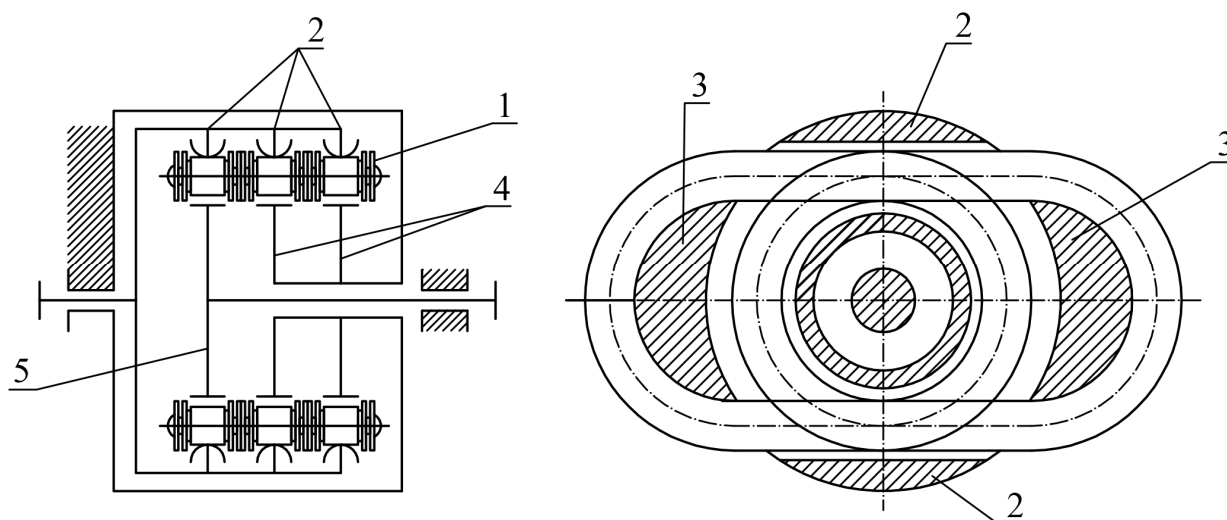


Рисунок 1.6 – Цепная передача с гибким колесом в виде стандартной трехрядной роликовой цепи: 1 – трехрядная роликовая цепь; 2 – прижимы; 3 – направляющие; 4 – жесткое колесо наружного зацепления; 5 – звездочка наружного зацепления

Использование наружного генератора в конструкции позволяет выполнить жесткое колесо и звездочку с наружными зубьями, что упрощает их изготовление. Однако, звездочка расположенная на выходном валу взаимодействует с крайним рядом цепи также вызывая ее перекос. В любом случае, когда на ряды цепи дей-

стствует не симметричная нагрузка возникает перекося из за возникновения момента от сил в зацеплениях роликов с зубьями колеса, звездочки и от сил в местах контакта роликов с генератором. Момент действует вокруг оси не параллельной оси передачи. Момент сопротивления на валиках цепи возникает со стороны соседних звеньев, которые в свою очередь нагружены подобным же образом. Поскольку в любой цепи имеются зазоры в подвижных соединениях под неравномерной нагрузкой они выбираются и оси шарниров цепи становятся не параллельны оси передачи. В результате линейный контакт, который был заложен в конструкцию при проектировании, нарушается и между роликами и взаимодействующими с ними зубьями колеса, звездочки и дисками генератора происходит кромочный контакт. Это приводит к снижению нагрузочной способности передачи. Учесть перекося при профилировании рабочих поверхностей зубьев колеса, звездочки и поверхности генератора не представляется возможным, так как по мере работы цепи происходит увеличение зазора в ее подвижных соединениях в результате износа. Подобные конструкции волновых передач могут работать с гибкими колесами, не меняющими шаг элементов зацепления в результате износа и не имеющими зазоров в подвижных соединениях.

Передаточное отношение волновой цепной передачи определяется по известной формуле Виллиса [18, 34, 36, 44, 60]. Так, при неподвижном жестком колесе  $k$  передаточное отношение от генератора  $h$  к звездочке  $s$

$$i_{hs}^k = \frac{W_h}{W_s} = - \frac{n_s}{n_k - n_s}, \quad (1.1)$$

где  $n_s$  – количество зубьев звездочки,  $n_k$  – количество зубьев жесткого колеса. Знак “-” указывает на то, что входной и выходной валы вращаются в разных направлениях. По аналогии с традиционными волновыми передачами введем понятие числа волн деформации, которое равно количеству звеньев цепи, укладываемых в одной волне деформации. При симметричном генераторе волн разности чисел зубьев колеса и звездочки в каждой волне деформации равны между собой. Поэтому справедливо следующее равенство

$$n_k - n_s = K_z \cdot U, \quad (1.2)$$

где  $K_z$  - коэффициент разности чисел зубьев,  $U$  - число волн деформации. Поскольку числа зубьев звездочки и колеса являются целыми числами и число волн деформации также является числом целым, то и коэффициент разности зубьев колеса и звездочки в одной волне деформации также будет целым числом. Число звеньев цепи в одной волне деформации должно быть меньше числа зубьев колеса и больше или равно числу зубьев звездочки, соответственно в одной волне деформации. Поэтому

$$\begin{aligned} n_g &= n_k - q \times U; \\ n_g &= n_s + j \times U, \end{aligned} \quad (1.3)$$

где  $n_g$  - число звеньев цепи,  $q$  и  $j$  - любые положительные целые числа. Для передачи имеющей схему изображенную на рисунке 1.1  $j$  может быть равным нулю. Исключив из системы  $z_c$  получим

$$n_k - n_s = (q + j) \times U. \quad (1.4)$$

Очевидно, что  $K_z = q + j$ . Приняв  $q$  равными единице, а  $j$  равным нулю получим минимальное значение  $K_{z \min}$ , которое равно единице.

Подставив (1.3) в равенство (1.2) получим

$$i = i_{hs}^k = - \frac{n_s}{K_z \times U}. \quad (1.5)$$

Если  $|z_a| > K_z \times U$ , то передача является редуктором, а если  $|z_a| < K_z \times U$ , то мультипликатором при ведущем генераторе волн.

При условии  $U = 2$  и  $K_z = 1$  возможны волновые цепные передачи наименьших габаритных размерах, что вытекает из (1.5), так как наибольший габаритный размер в плоскости перпендикулярной оси волновой цепной передачи определяется диаметром делительной окружности жесткого колеса

$$d_k = \frac{p_k}{p} n_k, \quad (1.6)$$

где  $p_k$  – окружной шаг жесткого колеса.

Тогда будем иметь



$$i = i_{hs}^k = - \frac{n_s}{2}. \quad (1.7)$$

Таким образом, согласно (1.6) и (1.7), делительный диаметр жесткого колеса определяется чисто геометрическими параметрами, как окружной шаг и передаточное отношение волновой цепной передачи

$$d_k = 2 \times \frac{p_k}{p} \times |i|. \quad (1.8)$$

При постоянном окружном шаге зубьев жесткого колеса габаритный размер передачи определяется передаточным отношением.

Так, при минимальном шаге стандартной трехрядной роликовой цепи  $p \gg p_k = 12,7$  мм для передаточного отношения  $i = 50$ , диаметр делительной окружности жесткого колеса будет  $d_k = 404$  мм. Разработать волновую цепную передачу меньших габаритов не представляется возможным. Для выполнения волновых цепных передач с меньшими габаритными размерами необходимо применение специальных цепей с мелким шагом. Для проектирования таких цепей необходима разработка методик расчета основанная на экспериментальных исследованиях. В работе [101] отмечено, что весовой показатель равный отношению массы передачи к моменту на выходном валу находится в диапазоне 0,65...1,0 кг/кгм. Таким образом, волновая цепная передача с двумя колесами внутреннего зацепления имеет некоторое преимущество в сравнении с передачами других типов такими как зубчатые, червячные, планетарные. Это преимущество сохраняется для передаточных отношений меньших 50 и моментов на выходном валу не выше 1800...2000 Нм. Габаритные размеры волновой цепной передачи также меньше, чем у других видов передач.

К преимуществам волновой цепной передачи имеющей жесткое колесо и звездочку с одноименными направлениями зубьев можно отнести отсутствие рабочих ветвей цепи. Это происходит благодаря тому, что зоны зацепления цепи с зубьями жесткого колеса и звездочки пересекаются. Таким образом, один и тот же элемент зацепления непосредственно участвует в передаче усилий между зубьями жесткого колеса, звездочки и поверхностью генератора. Звенья цепи, не находя-

щиеся в зоне зацепления, не передают ни каких усилий, т.е. являются холостыми. Поворотов шарниров цепи под нагрузкой не происходит, поэтому коэффициент полезного действия такой передачи должен быть выше, чем коэффициент полезного действия волновой цепной передачи имеющей жесткое колесо и звездочку с разнонаправленными зубьями.

В работе [99] отмечено, что цепь надета на генератор с небольшим натягом. При расположении цепи на генераторе центры шарниров цепи располагаются по многоугольнику, а не по плавной кривой, что приводит к изменению дугового шага гибкого колеса в виде цепи при ее движении относительно генератора. Этот эффект при профилировании генератора ни как не учитывается, поэтому компенсация изменения дугового шага производится за счет упругих деформаций цепи. В литературных источниках отсутствует информация, посвященная этому эффекту, что заставляет поставить задачу исследования этого явления.

При работе волновой цепной передачи, имеющей жесткое колесо и звездочку с одноименными направлениями зубьев в качестве профилей зубьев использовалось цевочное зацепление. Это стало возможным благодаря тому, что ролики цепи располагались на роликах (дисках) генератора по окружности и зоны зацепления цепи с зубьями жесткого колеса и звездочки лежали в пределах зоны расположения роликов цепи по окружности. Изменение шага цепи влияло только на величину перекоса осей шарниров, но не влияло на изменение шага цепи.

Использование дискового (роликового) генератора приводит к динамическим нагрузкам на звенья цепи при набегании последней на диски (ролики) в относительном движении.

Существуют конструкции цепных волновых передач, позволяющие обеспечить симметричную нагрузку по ширине цепи, исключая эффект ее перекоса. Симметричного нагружения цепи по ширине можно добиться путем использования в волновых передачах колес внутреннего и наружного зацепления [7, 18, 21, 95].

На рисунке 1.7 изображена волновая цепная передача в которой в качестве гибкого звена использована стандартная трехрядная роликовая цепь 1 [95]. Пере-

дача имеет колесо 2 внутреннего зацепления взаимодействующее с крайними рядами цепи. Звездочка 3 наружного зацепления взаимодействует со средним рядом цепи. Внутренний роликовый генератор 4 деформирует цепь, входя в контакт с крайними рядами цепи. Генератор выполнен сдвоенным. Одна часть расположена непосредственно на входном валу 5, вторая часть сдвоенного генератора скрепляется с первой при помощи соединительных элементов 6, расположенных в зазоре между зубьями жесткого колеса и звездочки.

В работе [95] показано, что коэффициент разности чисел зубьев в одной волне деформации  $K_z \geq 2$ . Поэтому минимальный делительный диаметр жесткого колеса согласно (1.5) и (1.6) возможен при  $U = 2$  и  $K_z = 2$ . Из чего вытекает

$$d_k = 4 \times \frac{p_k}{p} \times |i|. \quad (1.9)$$

Таким образом, при прочих равных условиях, радиальные габаритные размеры такой волновой цепной передачи оказывается минимум в два раза выше чем у передачи по рисунку 1.5. В [95] приводятся данные расчета волновой цепной передачи по рисунку 1.7. Коэффициент разности чисел зубьев зависит от многих факторов, таких как прочность соединительных элементов расположенных в зазоре между зубьями жесткого колеса и звездочки, условия отсутствия интерференции роликов генератора между собой и выходным валом, условия натяжения цепи, количества волн деформации, оптимального угла обхвата звездочки цепью, максимально допустимого угла поворота шарниров цепи. На графике приведенном на рисунке 1.8 показаны зависимости радиальных габаритных размеров цепных волновых передач, выполненных по схемам, показанных на рисунках 1.5 и 1.7, в зависимости от передаточного отношения. Радиальный габаритный размер задан для модуля равного единице.

Из графика видно, что при одном и том же шаге цепи и передаточном отношении, радиальные габаритные размеры волновой цепной передачи выполненной по рисунку 1.7 значительно превосходят габаритные размеры передачи по рисунку 1.5.

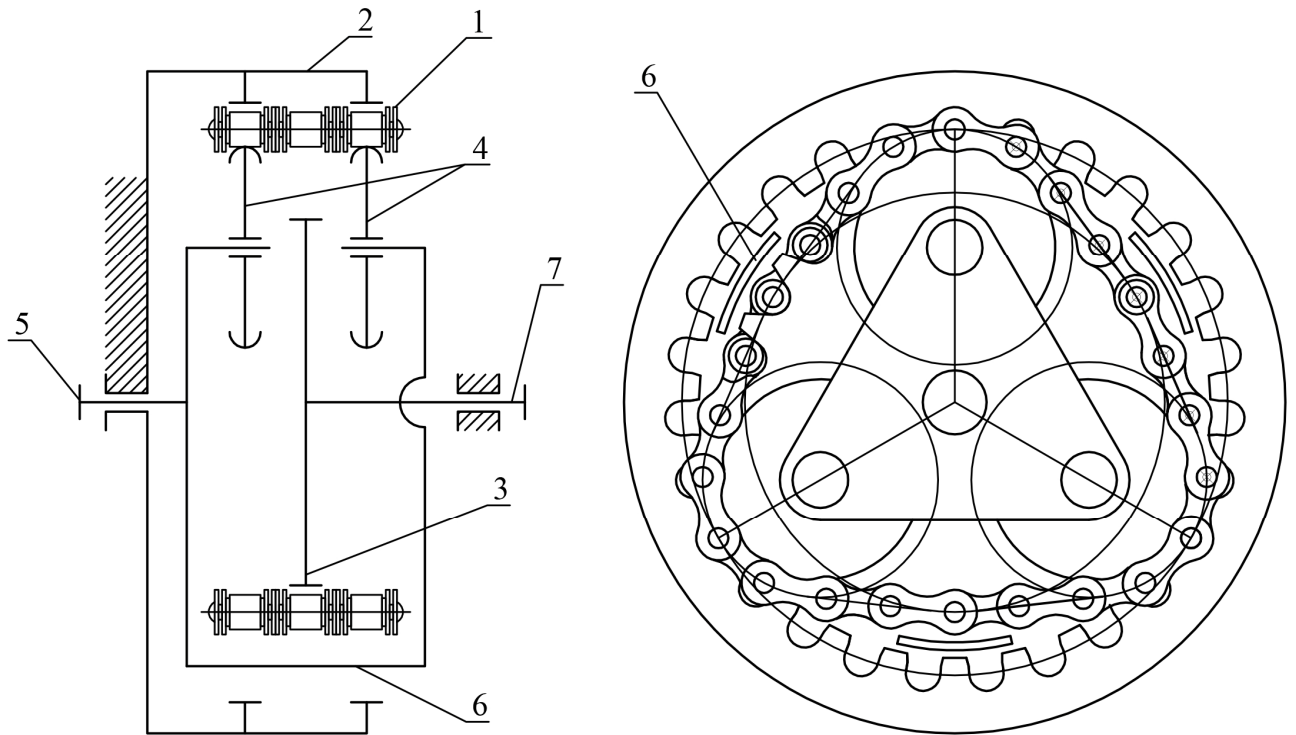


Рисунок 1.7 – Волновая передача с колесами внутреннего и наружного зацепления и с гибким звеном в виде трехрядной роликовой цепи: 1 – трехрядная роликовая цепь; 2 – жесткое колесо внутреннего зацепления; 3 – звездочка наружного зацепления; 4 – роликовый генератор; 5 – входной вал; 6 – соединительные элементы; 7 – выходной вал

Зоны зацепления цепи с жестким колесом и со звездочкой не пересекаются (рисунок 1.4), поэтому усилия между зубьями жесткого колеса и звездочки передаются посредством рабочих ветвей. Цепь со звездочкой зацепляется подобно тому как это происходит в обычной цепной передаче. Как показала практика [31], попытки профилировать зубья звездочки исходя из предположений циклоидального характера зацепления, приводят к колебанию цепи и в цепных передачах не применяется. Поэтому, в качестве зацепления цепи с зубьями звездочки целесообразно выбрать цепное зацепление. Поскольку у волновой цепной передачи имеются рабочие ветви цепи шаг цепи будет увеличиваться в результате износа. По кинематической долговечности максимальное количество зубьев звездочки применяется равным  $z_{g \max} = 120$  [38]. Тогда согласно (1.5) максимально возможное передаточное отношение

$$i_{\max} = - \frac{n_g \max}{K_z \times U} = \frac{120}{2 \times 2} = 30. \quad (1.10)$$

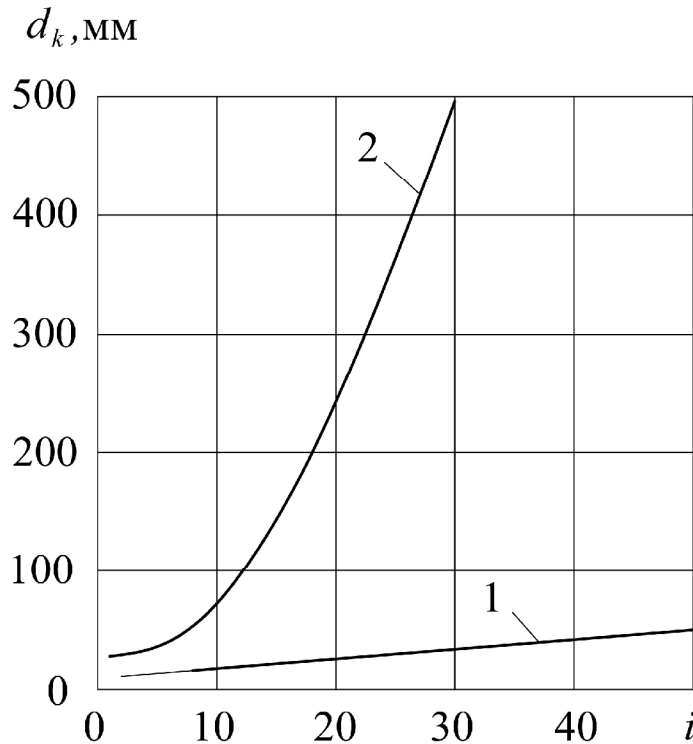


Рисунок 1.8 – Сравнение радиальных габаритных размеров цепных волновых передач в зависимости от передаточного отношения: 1 – для волновых цепных передач с одноименным направлением зубьев; 2 – для волновых цепных передач с разноименным направлением зубьев

Поскольку звенья цепи расположены на роликах генератора по окружности, при допущении неизменности шага цепи из-за износа, можно положить рассмотрение характера зацепления роликов цепи с зубьями жесткого колеса как гипоциклоидального цевочного зацепления [65, 99, 100]. Допущение неизменности шага цепи в результате износа сделано только для оценочного определения коэффициента перекрытия роликов цепи с зубчатым венцом жесткого колеса. Подобный вид зацепления был применен в конструкции по рисунку 1.5.

Уравнение гипоциклоиды представляющей собой траекторию движения центра ролика цепи в системе координат  $X_1OY_1$ , связанной с жестким колесом для центроидного зацепления, можно записать в параметрическом виде (рисунок 1.9)

$$\begin{aligned}
 x_1 &= (R_k - r_h) \times \cos j + r_h \times \cos \left( \frac{R_k - r_h}{r_h} j \right) \\
 y_1 &= (R_k - r_h) \times \sin j - r_h \times \sin \left( \frac{R_k - r_h}{r_h} j \right)
 \end{aligned}
 \tag{1.11}$$

где  $R_k$  – радиус центроиды колеса,  $r_h$  – радиус центроиды цепи,  $j$  – текущий угол поворота генератора.

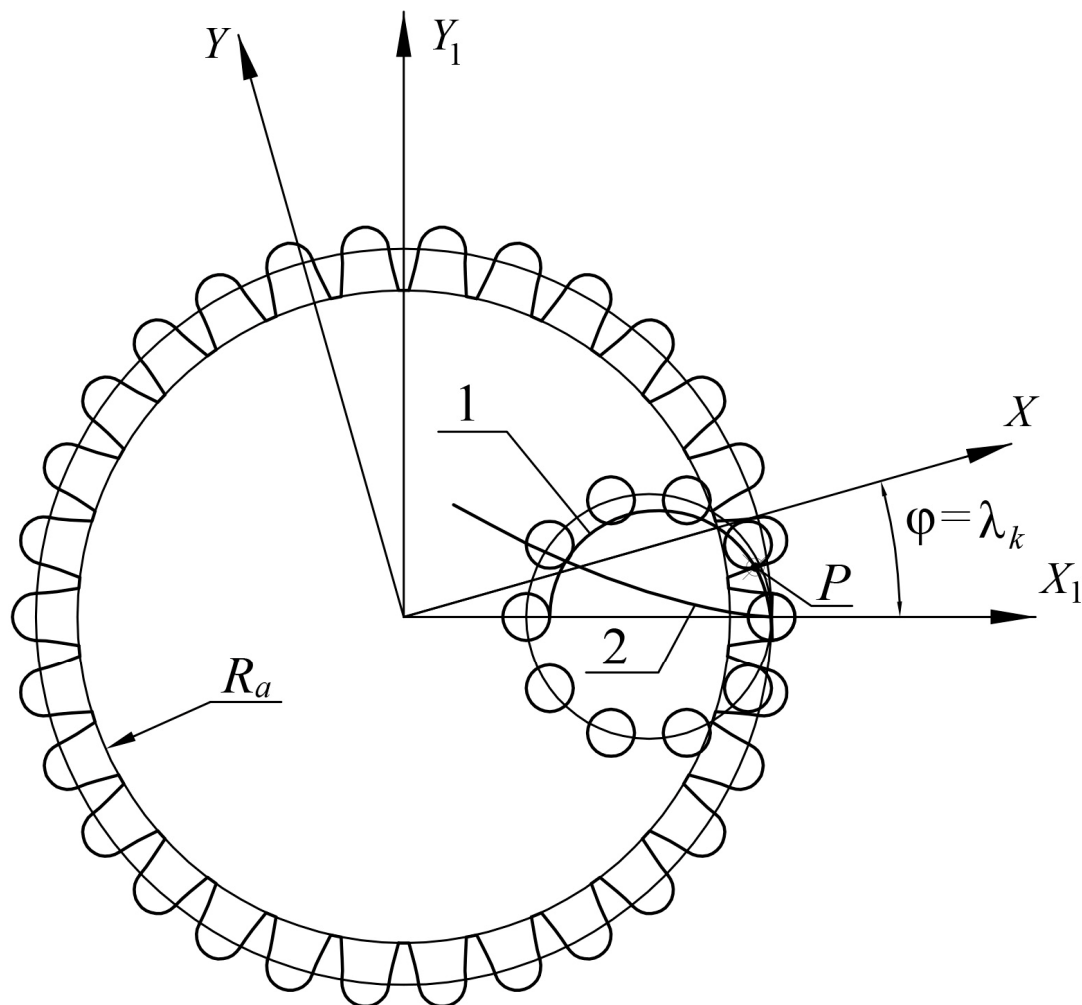


Рисунок 1.9 – Гипоциклоидальное цевочное зацепление цепи с жестким колесом: 1 – линия зацепления; 2 – гипоциклоида

Уравнение рабочего профиля зубьев жесткого колеса определяется как эквидистанта к траектории заданной выражениями (1.11) [15, 62]

$$\begin{aligned}
 x_p &= x_1 - r_c \times \frac{\frac{dy_1}{dj}}{\sqrt{\frac{\partial x_1}{\partial dj}^2 + \frac{\partial y_1}{\partial dj}^2}}, \\
 y_p &= y_1 + r_c \times \frac{\frac{dx_1}{dj}}{\sqrt{\frac{\partial x_1}{\partial dj}^2 + \frac{\partial y_1}{\partial dj}^2}}.
 \end{aligned}
 \tag{1.12}$$

где  $r_c$  – радиус ролика цепи.

Линия зацепления определяется путем записи координат точки контакта  $P$  зуба колеса с роликом цепи в подвижной системе координат  $XOY$ , связанной с генератором

$$\begin{aligned}
 x_e &= x_p \cdot \cos j - y_p \cdot \sin(j), \\
 y_e &= x_p \cdot \sin j + y_p \cdot \cos(j).
 \end{aligned}
 \tag{1.13}$$

По рекомендациям [99] радиус окружности вершин жесткого колеса

$$R_a = R_k - r_c. \tag{1.14}$$

Уравнение окружности вершин зубьев жесткого колеса

$$x_R^2 + y_R^2 = R_a^2. \tag{1.15}$$

Решая совместно уравнения (1.13) и (1.15), найдем угол зацепления  $\angle k$  соответствующий углу поворота  $j$  координатных осей при пересечении линии зацепления с окружностью вершин зубьев жесткого колеса.

Используя данные геометрического расчета, изложенные в [95], были определены углы зацепления цепи с жестким колесом и со звездочкой для волновых цепных передач, выполненных по рисункам 1.5 и 1.7. Расчеты показали, что при центроидном цевочном зацеплении в диапазоне передаточных чисел от 1 до 30 для волновой цепной передачи по рисунку 1.7 угол зацепления цепи с жестким колесом  $\angle k = 2...10^\circ$  и коэффициент перекрытия цепи с зубьями звездочки составляет от 5 до 10% от зубьев цепи, что ниже чем у передачи с жестким колесом и звездочкой внутреннего зацепления по рисунку 1.5. На рисунке 1.10 показаны

углы зацепления цепи с зубьями жесткого колеса, звездочки и углы обхвата генератора цепью для волновых цепных передач, выполненных по рисункам 1.5 и 1.7.

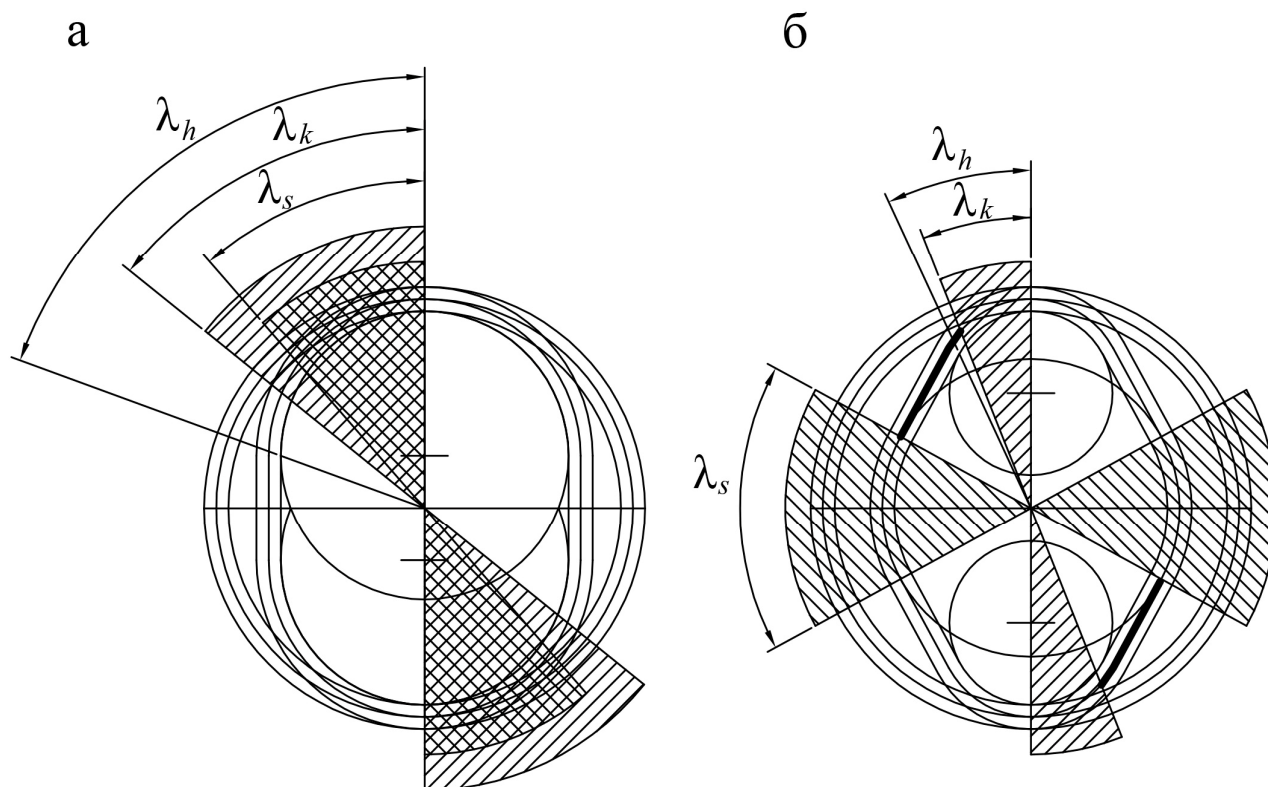


Рисунок 1.10 – Углы зацепления: а – для волновых цепных передач с жестким колесом и звездочкой внутреннего зацепления; б – для волновых цепных передач с жестким колесом внутреннего зацепления и звездочкой наружного зацепления; разноименным направлением зубьев;  $\lambda_k$  – угол зацепления цепи с жестким колесом,  $\lambda_s$  – угол зацепления цепи со звездочкой;  $\lambda_h$  – угол обхвата генератора цепью

Таким образом, можно заключить, что волновые цепные передачи с разноименным направлением зубьев жесткого колеса и звездочки значительно уступают по габаритам и коэффициенту перекрытия с волновыми цепными передачами у которых зубья жесткого колеса и звездочки имеют одно направление.

К волновым цепным передачам также можно отнести конструкцию с параллельными осями (рисунок 1.5) [11].

Передача работает следующим образом. Вращение ведущего вала 1 передается закрепленному на нем генератору 2. Волна деформации бежит по участку гибкого звена 3, находящемуся внутри сектора 4. В результате чего гибкое звено об-



катывается по неподвижному сектору 4. За один оборот генератора гибкое звено перемещается на величину, определенную числом волн деформации и разностью длин участка гибкого звена и сектора, заключенных в одной волне деформации. Перемещение гибкого звена 3 заставляет поворачиваться ведомое колесо 5 на угол, который определяется величиной перемещения гибкого звена 3 и диаметром колеса 5. Вращение колеса 5 приводит к вращению ведомого вала 6. Для обеспечения постоянства натяжения гибкого звена служит прижимной ролик 7.

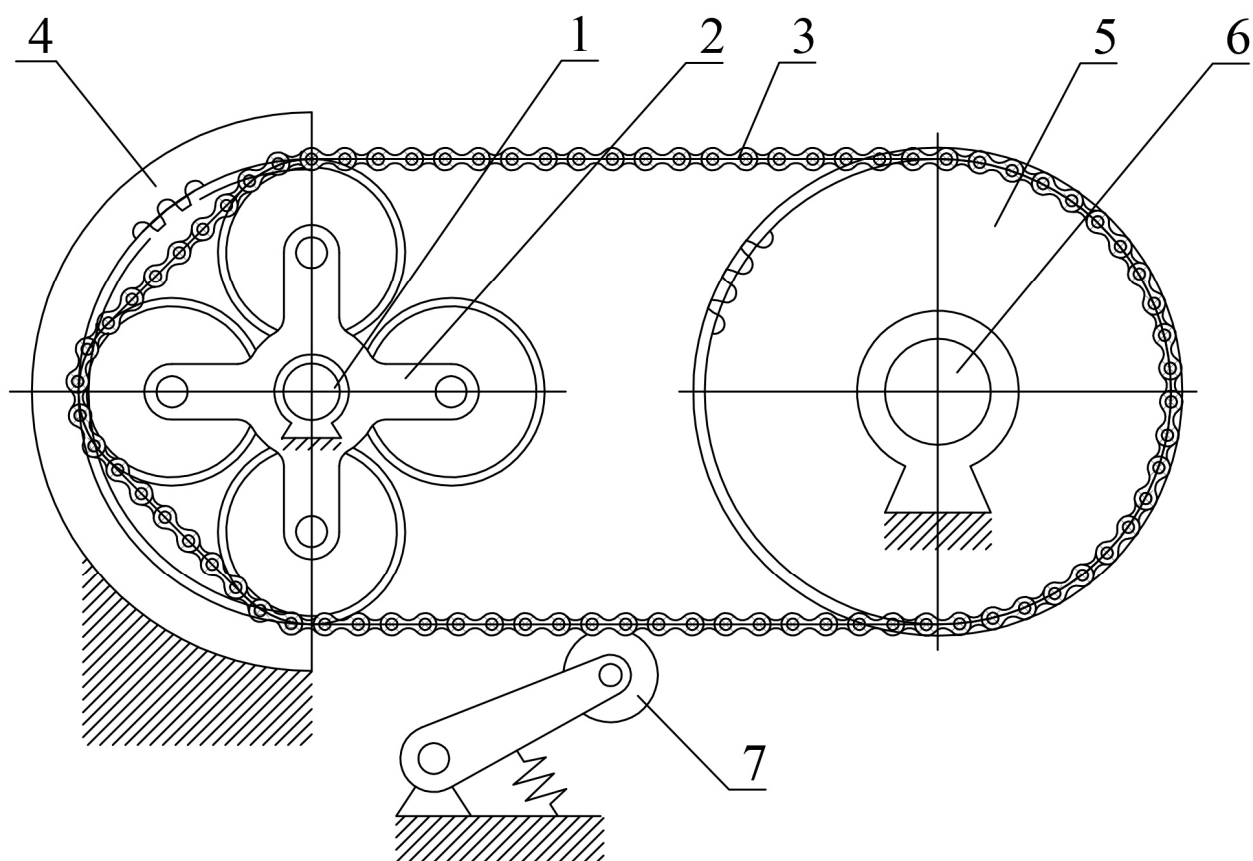


Рисунок 1.11 – Волновая цепная передача с параллельными осями: 1 – ведущий вал; 2 – генератор; 3 – гибкое звено (цепь); 4 – сектор; 5 – ведомое колесо; 6 – ведомый вал; 7 – прижимной ролик

К недостатком такой конструкции относятся динамические нагрузки в результате колебаний цепи, непостоянство передаточного отношения, несимметричные нагрузки на генератор и звездочку, а также потери на трение в шарнирах рабочей ветви цепи при набегании ее на генератор.

Как видно, передачи с симметричным нагружением цепи по ее ширине имеют нагруженные и ненагруженные ветви, в результате того, что они осуществ-

вимы только когда колесо и звездочка имеют разнонаправленные зубья, например, колесо с внутренними зубьями, звездочка с наружными и наоборот. Это приводит к тому, что для колеса (звездочки) необходимо использовать цепное зацепление, компенсирующее увеличение шага цепи в результате ее износа. Это также приводит к недостаткам, присущим всем цепным передачам, к которым относятся непостоянство передаточного отношения, динамические нагрузки при набегании цепи на генератор, зубья колеса и звездочки, колебания ветвей цепи и необходимости установки успокоителей и натяжителей цепи. К тому же коэффициент полезного действия снижается, так как происходит потеря мощности при повороте шарниров друг относительно друга при рабочей нагрузке в местах набегания рабочей ветви на генератор. Для конструкций таких передач не целесообразно применение кулачковых генераторов, в виду того что нейтральная линия деформации гибкого колеса, проходящая через центры шарниров цепи, постоянно меняется из за износа цепи и увеличения ее длины, а также из за того, что необходимо обеспечить свободный участок цепи для зацепления цепи со звездочкой. При дисковом или роликовом генераторе волн не удастся избежать динамических нагрузок и колебаний свободных ветвей цепи.

В связи с вышесказанным можно заключить, что передачи в которых используются жесткое колесо и звездочка с разноименным направлением зубьев не являются перспективными и в дальнейшем в данной работе рассматриваться не будут.

Таким образом, создать перспективную волновую цепную передачу исключая перекося цепи за счет консольного ее нагружения со стороны звездочки при использовании стандартной роликовой цепи невозможно. Передача усилий от неподвижного к подвижному колесу в передачах с колесом и звездочкой внутреннего зацепления происходит через каждое отдельное звено цепи которое в данный момент участвует в зацеплении, подобно как это происходит в передачах с промежуточными телами, следовательно ветви передачи во время ее работы остаются ненагруженными. Это приводит к тому, что изменение шага не сказывается на многопарности зацепления, а только определяет возможность заклинивания в ре-

зультате увеличенных зазоров в шарнирах цепи и износ звеньев цепи не происходит так интенсивно как в передаче с симметричным нагружением цепи, а значит и обеспечивается более высокая кинематическая долговечность зацеплений. Перечисленные факторы говорят о преимуществах передачи с двумя колесами внутреннего зацепления.

Передача с симметричным нагружением цепи, хотя и исключила перекося цепи, но не обеспечила достаточной многопарности зацепления. Таким образом, возникла необходимость в поиске иной конструкции волновой передачи с двумя колесами внутреннего зацепления, в которой бы исключался перекося цепи и обеспечивалось бы кинематически правильное зацепление при изменении рабочей нагрузки в больших пределах.

Рассмотрим конструкции волновых цепных передач со специальными цепями. На рисунке 1.12 показана конструкция цепной волновой передачи со специальной цепью [78]. Волновая передача выполнена по соосной схеме. На входном валу 1 расположено водило 2 с сателлитами 3, входящими в зацепление с центральным солнечным колесом 4 внутренние зубья которого выполнены за одно с корпусом. На валах сателлитов имеются звездочки 5 делительные диаметры которых равны делительным диаметрам сателлитов 3. На звездочки одета специальная цепь 6 звенья которой имеют чашки 7 для упругих толкателей 8. Упругие толкатели соединяют цепь с выходным валом 9 крепясь к проушинам 10.

К недостатком такой конструкции можно отнести излишнюю сложность. К тому же предлагаемая передача не является волновой в чистом виде, так как содержит планетарный механизм деформирования цепи. Упругие толкатели передают вращающий момент от цепи к выходному валу и для обеспечения нормальной работы передачи должны быть достаточно податливыми. Податливость будет сказываться на непостоянстве мгновенного передаточного отношения в момент переходных режимов работы передачи, а также может вызывать крутильные колебания выходного звена.

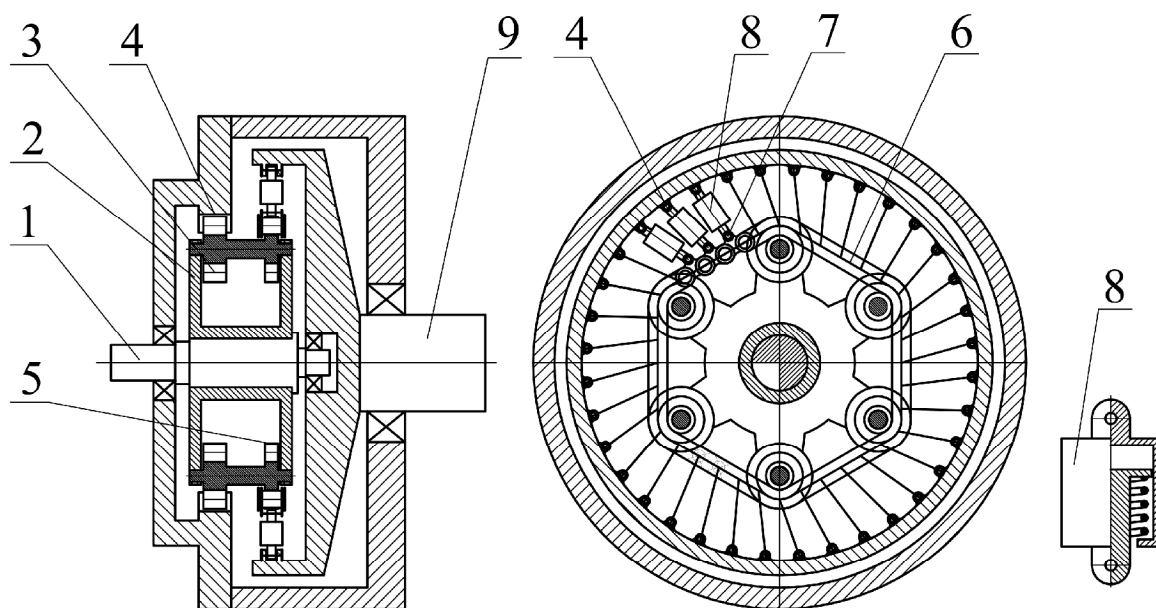


Рисунок 1.12 – Волновая цепная передача с упругими толкателями: 1 – входной вал; 2 – водило; 3 – сателлит; 4 – центральное солнечное колесо; 5 – звездочка; 6 – специальная цепь; 7 – чашки; 8 – упругие толкатели; 9 – выходной вал; 10 – проушина

На рисунке 1.13 показана соосная волновая цепная передача с цепью в виде пальцев 1 объединенных пластинами 2 [9]. Оси пальцев параллельны оси передачи. Зубья жесткого колеса внутреннего зацепления 3 выполнены за одно с корпусом. Генератор имеет ролики 4, взаимодействующие с цепью. Концы пальцев взаимодействуют с радиальными пазми 5, выполненными на диске 6 выходного вала 7. Движение цепи в осевом направлении ограничено двумя шайбами 8, одна из которых установлена в корпусе, а другая – на диске выходного вала.

Нагрузочная способность такой волновой передачи ограничена конструктивными особенностями устройства. Это объясняется следующим. При увеличении нагрузки со стороны выходного вала будет происходить заклинивание пальца между шайбами, обусловленное тем, что палец нагружается только в средней части, взаимодействуя с зубьями колеса и генератора волн. С диском палец взаимодействует только свободным концом, что приводит к несимметричности нагрузки на палец. В результате, на палец воздействует активный момент силы перпендикулярно оси передачи. Палец ограничен в осевом направлении шайбами, с которыми он контактирует своими торцевыми поверхностями. Под действием сил ре-

акций давления торцевых кромок пальца на шайбы возникает реактивный момент, уравнивающий активный момент силы. Поскольку диаметр пальца в несколько раз меньше его длины, величина торцевых сил значительна, что приводит к возрастанию сил трения между пальцем и шайбами и, как следствие, к заклиниванию пальца, что приводит к выходу передачи из строя.

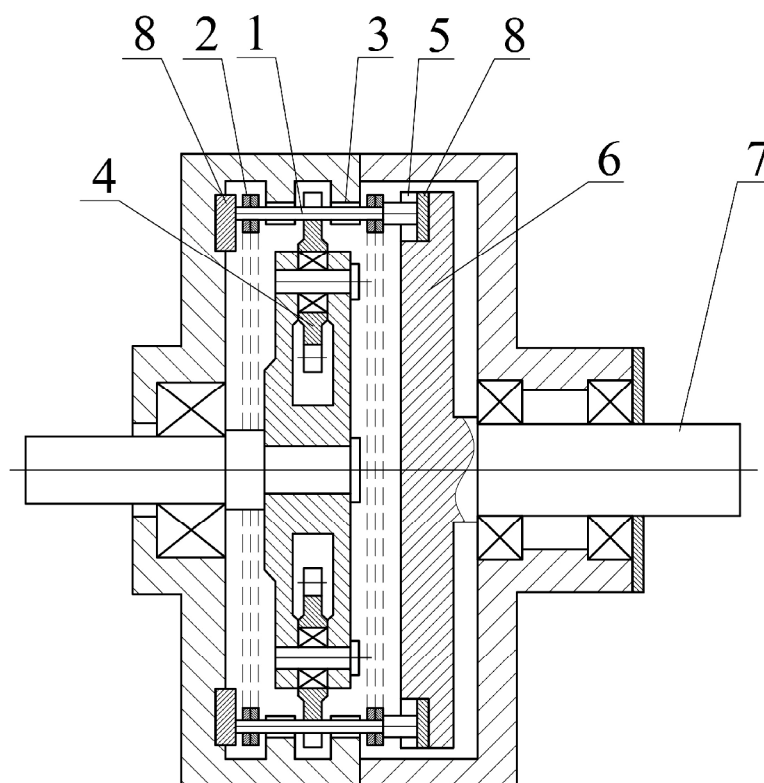


Рисунок 1.13 – Волновая цепная передача с цепью в виде пальцев объединенных пластинами: 1 – палец; 2 – пластина; 3 – жесткое колесо; 4 – ролик; 5 – пазы; 6 – диск; 7 – выходной вал; 8 – шайбы

Под действием активного момента палец будет поворачиваться, выбирая зазоры с торцевыми шайбами и объединяющими пальцы пластинами, и перекашиваться, что приводит к уменьшению пятна контакта пальца с зубом колеса и пазом диска и, следовательно, к нарушению работоспособности всей передачи.

Интересным конструктивным решением волновой передачи по рисунку 1.13 является попытка устранить перекося цепи, за счет наличия реактивного момента возникающего в результате контакта пальцев цепи с корпусом передачи.

В результате проведенного исследования могут быть сформулированы основные требования предъявляемые к конструкции волновой цепной передачи:

- Зоны зацепления цепи с зубьями жестких колес должны совпадать.
- В волновой передаче должен учитываться эффект расположения центров шарниров цепи в плоскости генератора не по плавной кривой, а по многоугольнику.
- Силы действующие на элемент зацепления со стороны генератора и зубьев жесткого колеса и звездочки, должны быть уравновешены силами реакции, возникающими при взаимодействии элементов зацепления с элементами передачи не принадлежащими самой цепи.
- Геометрические характеристики передачи должны обеспечивать отсутствие заклинивания во время ее работы.

Для удовлетворения определенных в ходе исследования требований была разработана следующая конструкция волновой цепной передачи (рисунок 1.14), позволяющая минимизировать ограничения, сдерживающие применение волновых передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60 [16, 17, 19, 20, 85].

В предложенной волновой передаче (рисунок 1.14) гибкое колесо представляет собой цепь, состоящую из пальцев 1 односторонне объединенных пластинами 2. Каждая пластина соединяет два соседних пальца, образуя шарниры цепи. Волновая передача имеет жесткое колесо 8 с внутренними зубьями, неподвижно установленное в корпусе, и направляющий диск 5, установленный на выходном валу 7 и снабженный отверстиями специальной формы. На выходном валу 7 закреплен опорный диск 3, на котором при помощи сферических кинематических пар третьего класса установлены концы пальцев цепи 1. С другой стороны, пальцы опираются на кулачковый генератор 4, расположенный на входном валу 6. Пальцы взаимодействуют с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Количество пальцев больше числа зубьев жесткого колеса и равно количеству отверстий направляющего диска.

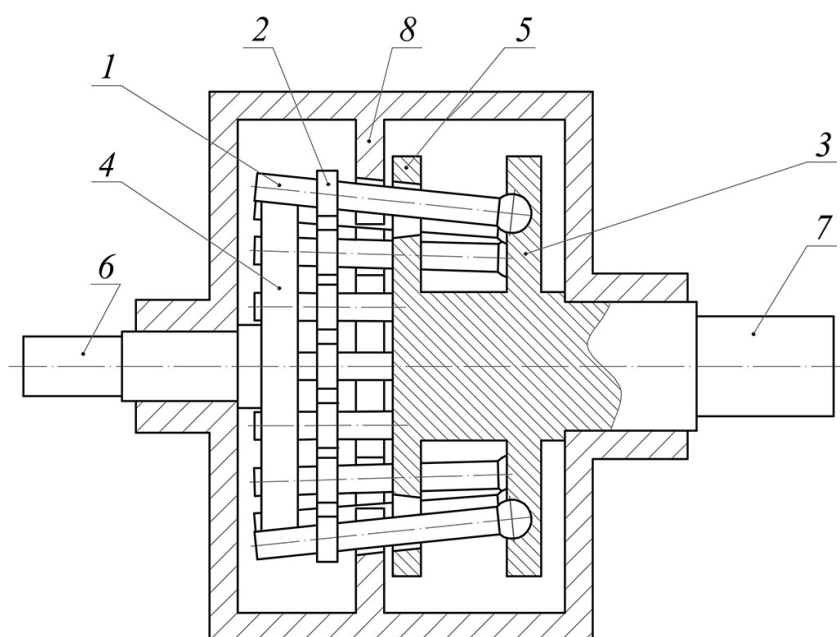


Рисунок 1.14 – Волновая передача с гибким звеном в виде пальцевой цепи: 1 – палец, 2 – пластина, 3 – опорный диск, 4 – генератор, 5 – направляющий диск, 6 – входной вал, 7 – выходной вал, 8 – жесткое колесо

Перемычки между отверстиями направляющего диска выполняют роль зубьев звездочки, одновременно являясь внутренними и наружными зубьями.

В предложенной передаче оси пальцев не остаются параллельными оси передачи во время ее работы. Угол наклона каждого пальца к оси передачи меняется, а следовательно характер зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска носит пространственный характер. Кулачек генератора следует рассматривать как пространственный имеющий коноидальную форму [61]. Из существующих в настоящее время теорий зацеплений используемых для синтеза волновых передач для расчета геометрических параметров, предложенной волновой цепной передачи, нет ни одной в полной мере удовлетворяющей пространственному характеру движения пальцев цепи.

### 1.3 Выводы и задачи исследования

1 Использование в качестве гибкого звена волновой передачи зубчатого ремня не целесообразно в виду низких допустимых удельных давлений в зонах

контакта зубьев ремня с зубьями жестких колес волновой передачи, и из-за невозможности обеспечения условий контакта зубьев зубчатого ремня с зубьями жесткого колеса по всей рабочей поверхности, а также большого трения ремня о генератор.

2 В конструкциях волновых цепных передач с колесами внутреннего и наружного зацепления можно исключить перекося цепи. Однако, такие передачи обладают радиальными габаритными размерами значительно большими, чем волновые цепные передачи с жесткими колесами только внутреннего или только наружного зацепления.

3 В конструкциях волновых цепных передач с жесткими колесами только внутреннего или только наружного зацепления, при отсутствии дополнительной опоры элементов цепи возникает неконтролируемый перекося цепи, приводящий к кромочному контакту в зацеплениях, снижающему нагрузочную способность.

4 Проведенный анализ существующих волновых передач показал перспективность использования в волновых передачах с передаточными отношениями до 60 в качестве гибкого звена цепи, состоящей из пальцев, односторонне объединенных пластинами, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска.

5 Разработана волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из односторонне объединенных пластинами пальцев, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с отверстиями направляющего диска, исключающая неконтролируемый перекося пальцев.

6 В связи с тем, что для новой конструкции волновой передачи, в которой в качестве гибкого колеса используется пальцевая цепь, отсутствует теория анализа и синтеза передачи поставлены следующие задачи исследования:

- разработать математические модели движения пластин и пальцев цепи, учитывающие эффект расположения цепи на генераторе по многоугольнику и пространственное движение пальцев, с целью использования их для анализа и



синтеза волновых цепных передач в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60;

- разработать методики синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, и всей волновой цепной передачи в целом, обеспечивающие постоянство передаточного отношения, шага пальцевой цепи и линейного контакта пальцев с рабочими поверхностями генератора, зубьев жесткого колеса и отверстиями направляющего диска;

- на основе разработанных методик синтеза создать макеты волновых цепных передач с гибким звеном в виде пальцевой цепи и провести экспериментальные исследования их работоспособности и коэффициента полезного действия.

## 2 КИНЕМАТИКА ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМ ЗВЕНОМ В ВИДЕ ПАЛЬЦЕВОЙ ЦЕПИ

### 2.1 Особенности кинематики гибких звеньев волновых цепных передач

Гибкие звенья (колеса) волновой передачи, выполненные в виде цепей имеют свои особенности. В теории волновых передач [29, 34, 43, 50] гибкими звеньями называются звенья подвергающиеся упругой деформации. При этом гибкие колеса представлены в виде тонкостенных оболочек, срединная поверхность которых до деформации является поверхностью вращения. Деформация гибких звеньев приводит к изменению срединной поверхности. Деформированная срединная поверхность называется поверхностью деформации. Цепь, как гибкое колесо, состоящие из отдельных жестких звеньев, деформируется за счет относительного поворота подвижных звеньев и говорить о срединной поверхности, как для упругой оболочки не является корректным. Тем не менее, положение цепи можно определить положением в пространстве кинематических пар, которыми являются кинематические пары шарниров цепи. Для гибкого колеса в виде цепи введем понятие поверхности деформации, которой будем называть траекторию движения осей шарниров цепи в системе координат, связанной с генератором. Гибкому колесу в виде пальцевой цепи можно сообщить такое движение, что оси пальцев будут двигаться в поверхности деформации. Дальнейшие рассуждения будем приводить для пальцевой цепи, состоящей из пальцев объединенных пластинами.

Представим геометрическую модель цепи в виде цилиндрических пальцев, объединенных с двух сторон пластинами при помощи сферических кинематических пар третьего класса. Условимся далее в настоящей работе именовать эти кинематические пары как шарниры пластин. Сделаем допущение, что центры шарниров двух соседних пластин совпадают и принадлежат оси пальца. Центры шарниров пластин по одну сторону пальцев будем обозначать точками  $W$ , а по другую – точками  $W'$  (рисунок 2.1). Расстояние между центрами шарнирами пла-

стин  $W$  и  $W\phi$  по оси пальца примем равным  $L$ . Расстояние между соседними точками  $W$  обозначим как  $p$ , а между точками  $W\phi$  –  $p\phi$ . Поскольку оси пальцев цепи являются прямыми, то поверхность деформации будет являться линейчатой поверхностью..

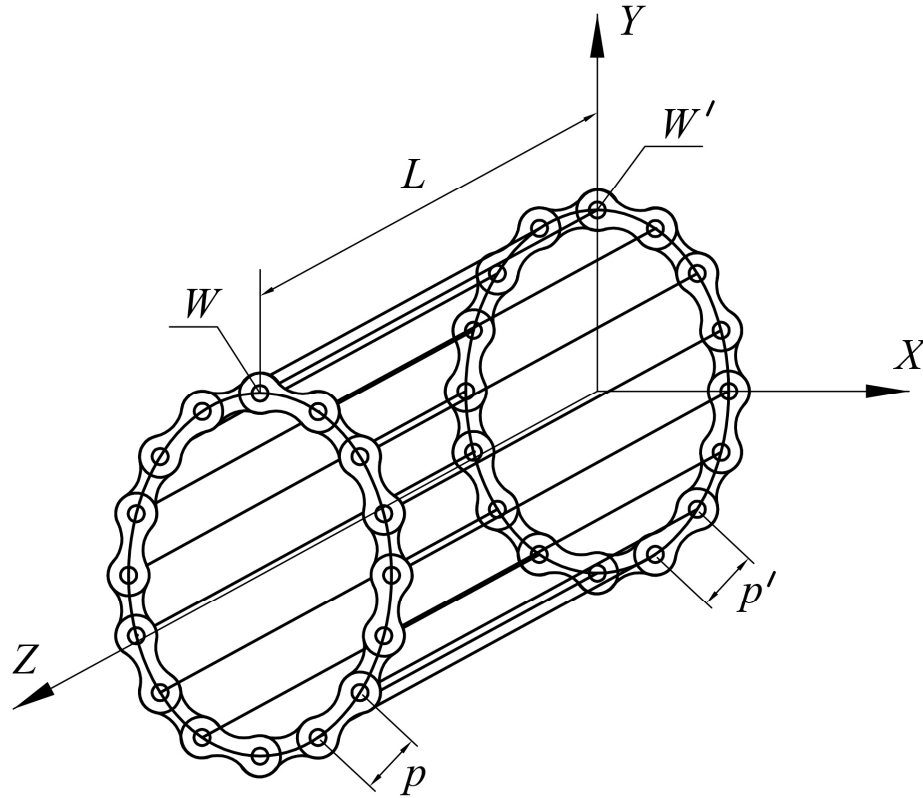


Рисунок 2.1 – Схема цепи для случая параллельности осей пальцев оси передачи

Эта поверхность воспроизводится движением образующей, которая совпадает с осью пальца цепи по двум направляющим, которыми являются траектории движения точек  $W$  и  $W\phi$ . Введем систему координат  $XYZ$ , связанную с генератором. Пусть ось  $Z$  совпадает с осью волновой цепной передачи. Рассмотрим движение цепи относительно неподвижной системы  $XYZ$ . В том случае, если точки  $W$  и  $W\phi$  движутся в параллельных плоскостях, перпендикулярных оси  $Z$  и их траектории идентичны друг другу, при условии сохранения параллельности осей пальцев цепи координате  $Z$ , можно говорить о плоском движении пальцевой цепи. Шаг пальцевой цепи, который будем понимать как расстояние между соседними центрами осей пальцев в плоскости параллельной плоскости  $XY$ , остается

постоянным при изменении координаты  $Z$ . Если оси шарниров не параллельны оси  $Z$  волновой цепной передачи (рисунок 2.2), то мы должны рассматривать движение цепи, как пространственное. При этом шаг цепи является переменным, зависимым от координаты  $Z$ , так как оси пальцев цепи не параллельны друг другу. При пространственном движении пальцев цепи возникает вопрос определения положения пальцев и соответственно пластин по оси  $Z$  передачи. Условие движения пластин с одной из сторон должно быть задано конструкцией передачи. Так, например, если сделать допущение, что точки  $W\phi$  движутся в одной плоскости, совпадающей с плоскостью  $XY$ , то траекторией точек  $W\phi$  является плоская линия, а траекторией точек  $W$ , строго говоря, пространственная линия, кроме случая плоского движения цепи.

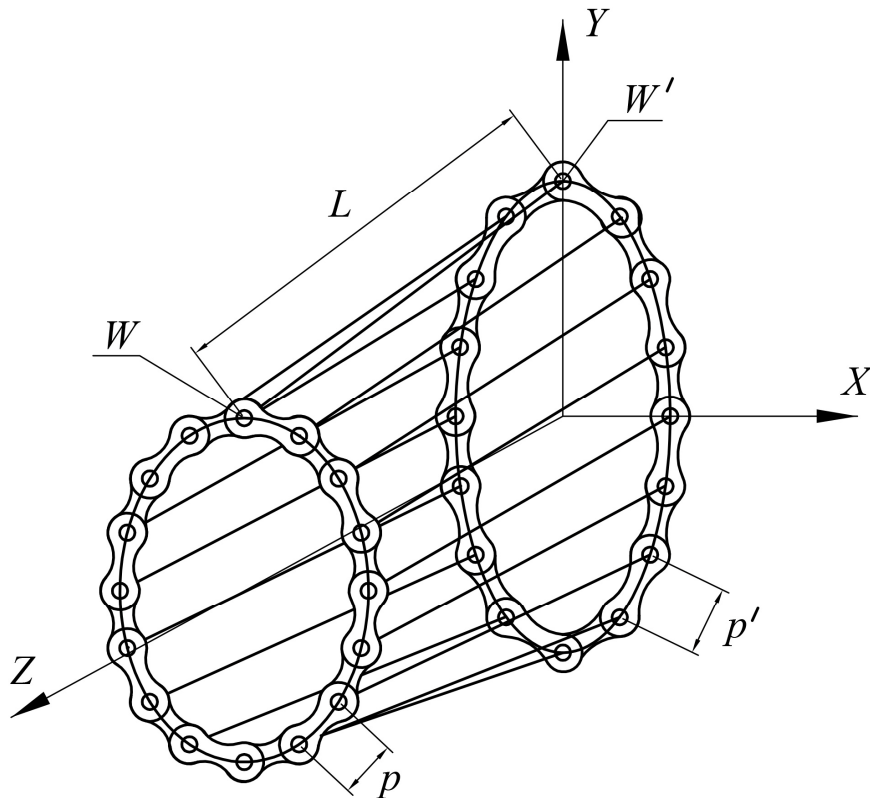


Рисунок 2.2 – Схема цепи для случая не параллельности осей пальцев оси передачи

В предложенной волновой передаче с пальцевой цепью, пальцы объединены пластинами только с одной стороны, с другой стороны они при помощи сферических кинематических пар установлены на опорном диске (рисунок 2.3). Данный случай является частным случаем более общего случая изображенного на ри-

сунке 2.2. Переход от общего случая к частному можно осуществить следующим образом. Если все центры  $W\phi$  которые в дальнейшем будем обозначать буквой  $C$  движутся по окружности одного радиуса  $R_c$ , то пластины цепи относительно друг друга не совершают движения. Поэтому пластины можно заменить одним жестким телом, которое в данном случае представляет опорный диск.

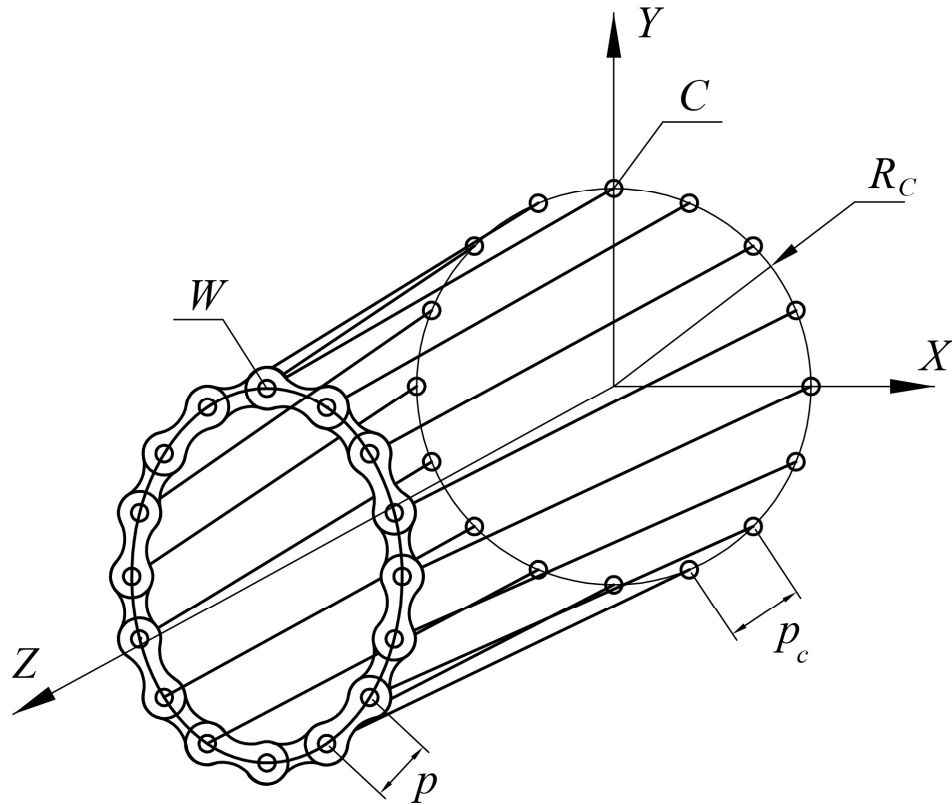


Рисунок 2.3 – Схема пальцевой цепи с односторонним объединением пальцев пластинами

Во время работы волновой цепной передачи за один оборот цепи вокруг генератора осуществляемый за время  $t_c$ , точки  $W$  и  $W\phi$  должны вернуться в свое исходное положение. Это является условием цикличности работы передачи. Поэтому средние скорости точек  $W$  и  $W\phi$  будут соответственно

$$v_W = \frac{l_W}{t_c}, \quad (2.1)$$

$$v_{W\phi} = \frac{l_{W\phi}}{t_c}, \quad (2.2)$$

где  $l_W$ ,  $l_{W\phi}$  – длины пройденные точками  $W$  и  $W\phi$  за время  $t_c$ .

Теория волновых передач оперирует понятием равноскоростная кривая, под которой понимается кривая принадлежащая гибкому колесу, точки которой движутся с одной скоростью в системе координат, связанной с генератором. В виду того, что цепь не является упругим звеном, а состоит из отдельных жестких звеньев возникает вопрос, есть ли вообще у гибкого колеса, представленного цепью, равноскоростная кривая. Этот вопрос удобнее рассмотреть на примере плоскопараллельного движения цепи. Цепь движется в плоскости  $XU$ . Рассмотрим движение одного звена цепи (рисунок 2.4).

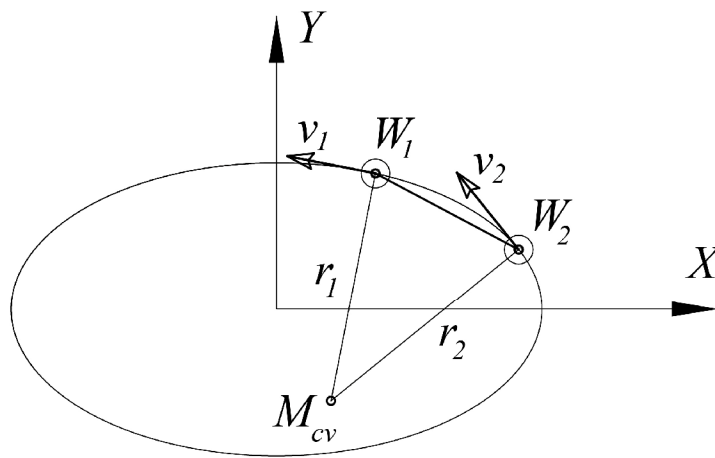


Рисунок 2.4 – Схема для определения скоростей центров шарниров пластин цепи при плоскопараллельном движении:  $M_{cv}$  – мгновенный центр скоростей

Пусть центры шарниров пластин  $W_1$  и  $W_2$  движутся по некоторой овальной кривой, определяемой генератором. Скорости точек  $W_1$  и  $W_2$  направлены вдоль касательных к овальной кривой в этих же точках. Соотношение между скоростями точек  $W_1$  и  $W_2$  можно определить при помощи мгновенного центра скоростей  $M_{cv}$ , который лежит на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей  $\bar{v}_1$  и  $\bar{v}_2$  в соответствующих точках  $W_1$  и  $W_2$ . Если в точках  $W_1$  и  $W_2$  кривая имеет разную кривизну, треугольник  $W_1W_2M_{cv}$  не является равнобедренным в виду того, что углы наклона векторов скоростей к отрезку  $W_1W_2$  являются не равными. Следовательно, радиусы  $r_1$  и  $r_2$  не равны. Скорость точки  $W_1$  будет

$$v_2 = v_1 \frac{r_2}{r_1}. \quad (2.3)$$

Как видно из формулы (2.3) скорости точек  $W_1$  и  $W_2$  будут равны только при равенстве  $r_1 = r_2$ , которое достигается при равенстве кривизны кривой в точках  $W_1$  и  $W_2$ . Для овальной траектории, постоянно меняющей кривизну и симметричной относительно осей  $X$  и  $Y$ , будем иметь четыре положения звена в которых скорости  $v_1$  и  $v_2$  равны. К такой овальной кривой можно отнести, например, эллипс. Эллипс симметричен относительно своих диаметров и непрерывно меняет кривизну. Поэтому для него найдется четыре положения в которых выполняется условие  $v_1 = v_2$  (рисунок 2.5).

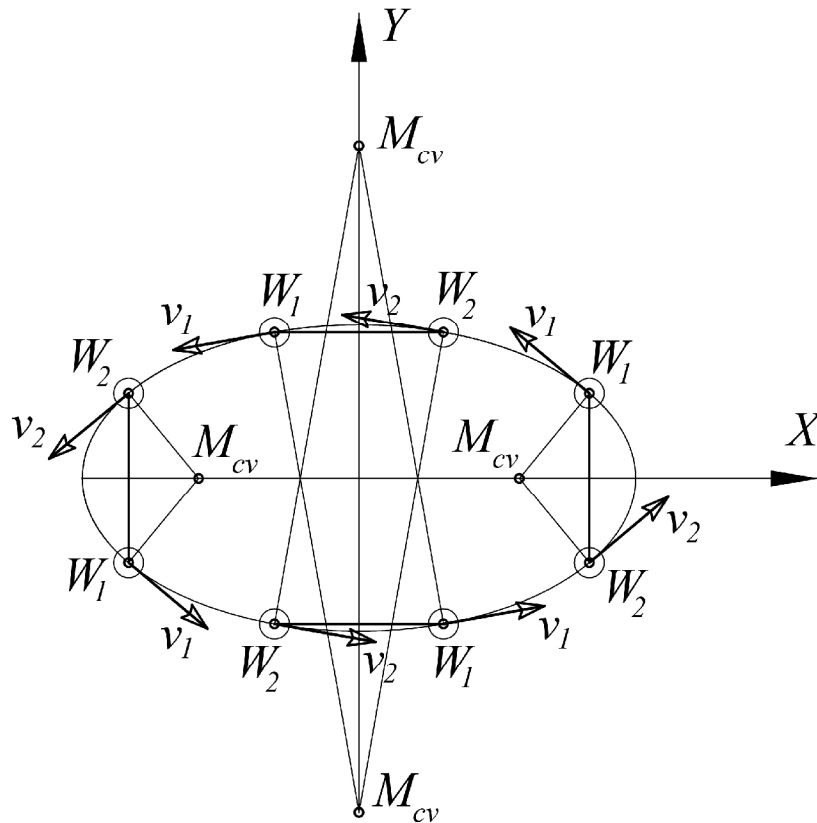


Рисунок 2.5 – Положения в которых выполняется условие равенства скоростей центров шарниров пластин цепи принадлежащих одной пластине:  $M_{cv}$  – мгновенный центр скоростей

Если взять траекторию центров шарниров цепи, составленную из дуг окружностей (рисунок 2.6) или из дуг окружностей и отрезков, то когда обе точки звена находятся на дуге одной окружности выполняется условие  $v_1 = v_2$ . Когда же

точки  $W_1$  и  $W_2$  находятся на разных дугах окружностей или когда одна из точек находится на дуге окружности, а другая на отрезке прямой, то условие равенства скоростей не выполняется. В общем случае, для овальных кривых найдется такой участок, при прохождении которого, скорости точек центров шарниров пластин будут неодинаковы. Поэтому, строго говоря, для волновой цепной передачи неприемлемо понятие равноскоростной кривой.

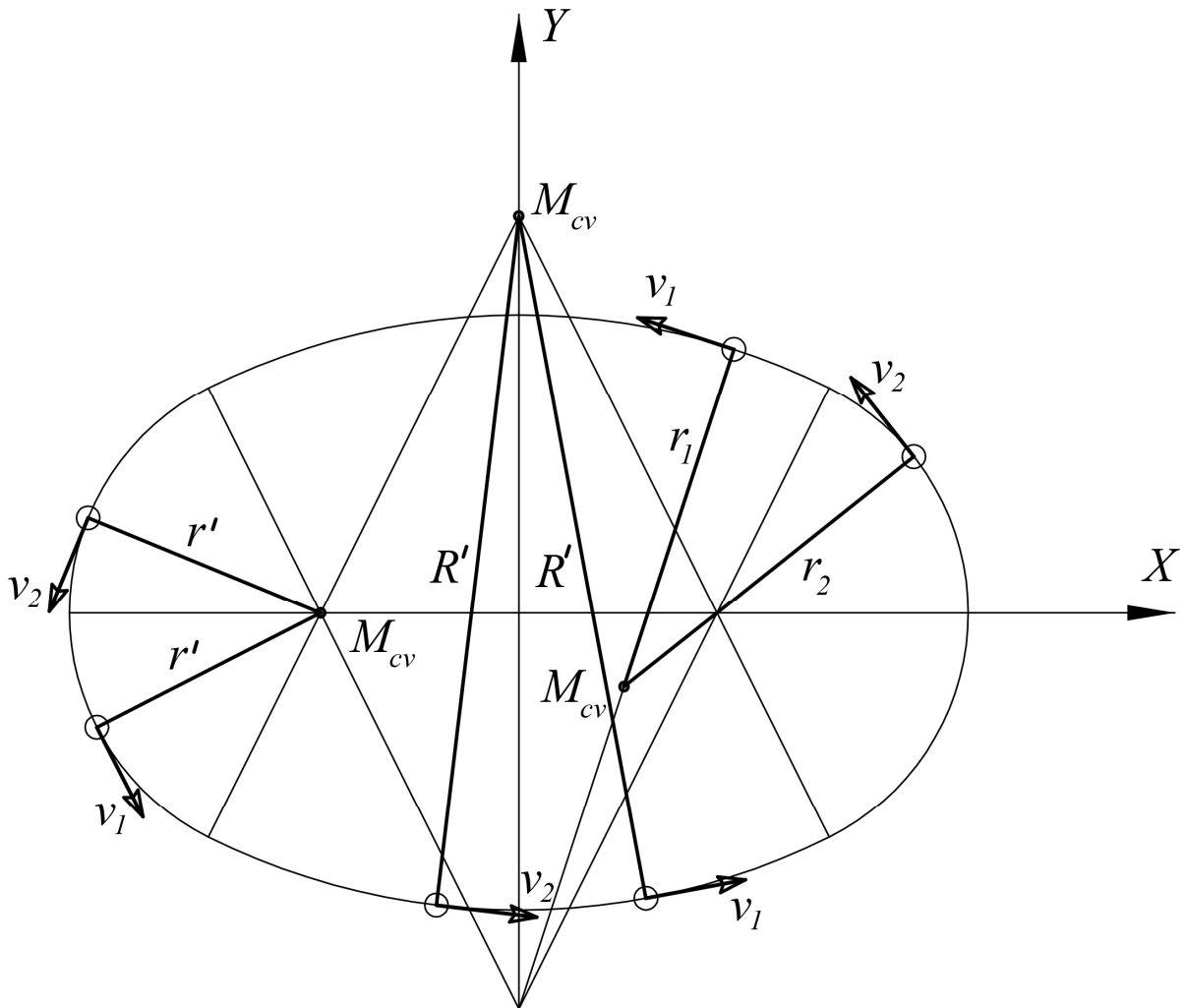


Рисунок 2.6 – Схема для определения скоростей центров шарниров пластин цепи для равноскоростной кривой заданной дугами окружности:  $M_{cv}$  – мгновенный центр скоростей

Можно говорить о равноскоростной кривой только для участка овальной траектории, представляющей собой длину окружности или отрезок прямой.

Чем меньше будет шаг цепи по отношению к ее длине и чем менее будет деформирована цепь, тем меньше будет разность между дуговым шагом цепи, из-



меренным по длине дуги овальной траектории и реальным шагом цепи, представляющим хорду этой дуги. Можно предположить, что если эта разница будет не превышать точности изготовления деталей передачи, то можно пренебречь неравенствами дугового и собственного шагами цепи и вести кинематические расчеты из условия постоянства скоростей центров шарниров пластин цепи вдоль равноскоростной кривой.

## 2.2 Кинематика пластин пальцевой цепи

Рассмотрим кинематику движения пластин цепи в плоскости, сделав допущение, что центры шарниров пластин цепи относительно генератора движутся по равноскоростной кривой. Пусть центры шарниров пластин цепи движутся вдоль равноскоростной кривой, форма которой определяется генератором. Эта равноскоростная кривая также является формой деформации гибкого колеса. Примем, что генератор вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega_1$  по часовой стрелке (рисунок 2.7). Свяжем с генератором подвижную систему координат  $XOY$ , имеющую начало в центре волновой цепной передачи и совместим ось  $X$  с большой осью кулачка генератора. Введем системы координат  $X_1OY_1$  и  $X_2OY_2$ , связанные с жестким колесом и с направляющим диском соответственно. Исследуем движение точки  $W$ , являющейся центром шарнира пластины цепи. Движение точки  $W$  можно рассматривать как сложное движение состоящее из относительного движения ее по равноскоростной кривой относительно генератора и переносного вращательного движения ее вместе с генератором. Сообщим всей передаче вращение против часовой стрелки и равное  $\omega_1$ , тогда генератор будет неподвижен и рассмотрим движение точки  $W$  относительно генератора. Для жесткого колеса в системе координат  $XOY$  можно найти такую окружность радиуса  $R_k$  для которой скорости ее точек равны скорости точек равноскоростной кривой гибкого колеса  $v$  (рисунок 2.8).

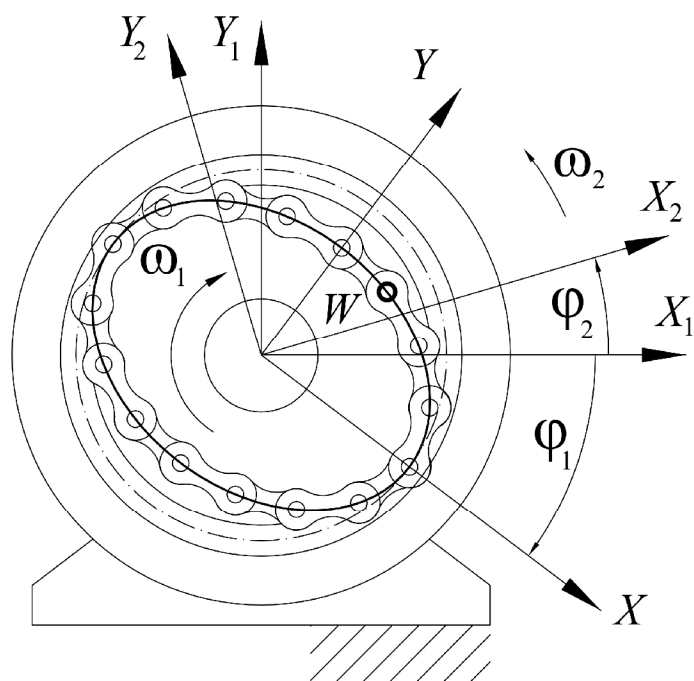


Рисунок 2.7 – Системы координат волновой цепной передачи при плоском движении цепи

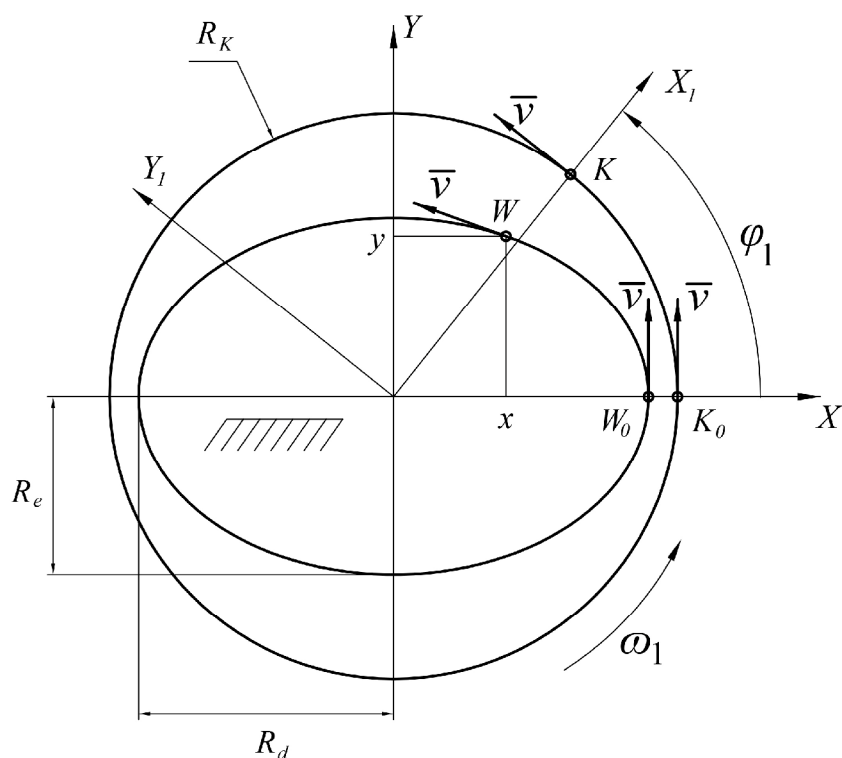


Рисунок 2.8 – Схема для определения траектории центра шарнира пластины цепи в системе координат, связанной с жестким колесом

Пусть в первоначальный момент времени  $t_0 = 0$  точки  $W$  и  $K$ , принадлежащие соответственно равноскоростной кривой и окружности жесткого колеса

радиуса  $R_k$  совпадали с точками  $W_0$  и  $K_0$ . Точка  $W_0$  принадлежит оси  $OX$ , а точка  $K_0$  оси  $OX_1$  соответствующих систем координат. Через некоторое время  $t$  точки  $W$  и  $K$  займут положение показанное на рисунке 2.8. Поскольку скорости точек  $W$  и  $K$  равны, за одно и то же время  $t$  точки пройдут одинаковый путь

$$l = WW_0 = KK_0 = v \cdot t. \quad (2.4)$$

Выразим скорость относительного движения точек  $W$  и  $K$  через радиус равноскоростной окружности жесткого колеса  $R_K$  и угловую скорость генератора  $\omega_1$

$$v = R_K \cdot \omega_1. \quad (2.5)$$

Подставим (2.5) в (2.4) и получим

$$l = R_K \cdot \omega_1 \cdot t = R_K \cdot j_1, \quad (2.6)$$

где  $j_1$  – угол поворота жесткого колеса относительно неподвижного генератора.

Необходимо выразить координаты точки  $W$  в системе координат  $XOY$  в зависимости от длины  $l$ .

$$\begin{aligned} x &= F_{lx}(l) \ddot{y} \\ y &= F_{ly}(l) \dot{y} \cdot \rho \end{aligned} \quad (2.7)$$

Выражая длину через угол  $j_1$  согласно (2.6) уравнения (2.7) можно записать в виде

$$\begin{aligned} x &= F_x(t) \ddot{y} \\ y &= F_y(t) \dot{y} \cdot \rho \end{aligned} \quad (2.8)$$

Таким образом, выражения (2.8) определяют равноскоростную кривую как закон движения точки  $W$  от времени  $t$  в системе координат  $XOY$ , связанной с генератором.

Чтобы найти траекторию движения точки  $W$  в системе координат жестко связанной с жестким колесом, воспользуемся формулами преобразования координат из системы координат  $XOY$  в  $X_1OY_1$  и получим

$$\begin{aligned} x_1 &= x \cos j_1 + y \sin j_1, \ddot{y} \\ y_1 &= -x \sin j_1 + y \cos j_1, \dot{y} \cdot \rho \end{aligned} \quad (2.9)$$

Для определения траектории движения точки  $W$  в системе координат  $X_2OY_2$  (рисунок 2.9), связанной с направляющим диском, также воспользуемся преобразованием координат. Угол поворота системы координат  $X_2OY_2$  относительно  $XOY$  будет

$$j_{12} = j_1 - j_2 = j_1 \frac{\omega}{\dot{\varphi}} - \frac{1}{i} \ddot{\varphi}, \quad (2.10)$$

где  $j_2$  – угол поворота направляющего диска относительно жесткого колеса.

Тогда координаты точки  $W$  в системе координат жестко связанной с направляющим диском

$$\begin{aligned} x_2 &= x \cos j_{12} + y \sin j_{12} \ddot{\varphi}, \\ y_2 &= -x \sin j_{12} + y \cos j_{12} \dot{\varphi}, \end{aligned} \quad (2.11)$$

Угол  $j_{12}$  поворота системы координат  $X_2OY_2$  относительно  $XOY$  можно определить независимо от передаточного отношения  $i$  всей передачи. Для направляющего диска может быть задана равноскоростная окружность радиуса  $R_s$ .

Тогда по аналогии с жестким колесом имеем

$$v = R_s \omega_{12}, \quad (2.12)$$

$$l = R_s \omega_{12} r = R_s j_{12}. \quad (2.13)$$

Для передач, имеющих две волны деформации в качестве равноскоростной кривой гибкого колеса, может быть выбрана любая овальная кривая. Для овальных кривых, описываемых одним уравнением, например, Эллипс и линия Кассини интеграл дуги в элементарных функциях не выражается. Поэтому для определения зависимостей, описываемых выражениями (2.8), необходимо использовать численные методы.

Определим траектории движения точки  $W$  для эллиптической равноскоростной кривой в системах координат, связанных с генератором, жестким колесом и направляющим диском. Уравнение эллипса в параметрической виде

$$\begin{aligned} x &= a \cos t \ddot{\varphi}, \\ y &= b \sin t \dot{\varphi}, \end{aligned} \quad (2.14)$$

где  $t$  - параметр эллипса. Выразим длину эллипса через криволинейный интеграл

$$l = \int_0^t \sqrt{[\dot{x}(t)]^2 + [\dot{y}(t)]^2} dt = \int_0^t \sqrt{[a \times \sin(t)]^2 + [b \times \cos(t)]^2} dt . \quad (2.15)$$

Такой интеграл называется эллиптическим и в элементарных функциях не выражается, он может быть решен численно, как определенный интеграл.

$$l = F_l(t) = \int_0^t \sqrt{[a \times \sin(t)]^2 + [b \times \cos(t)]^2} dt . \quad (2.16)$$

Используя решение (2.16) невозможно перейти к уравнениям вида (2.11). Получить эти выражения (2.11) можно только найдя зависимость параметра эллипса  $t$  от длины его дуги

$$t = f(l) . \quad (2.17)$$

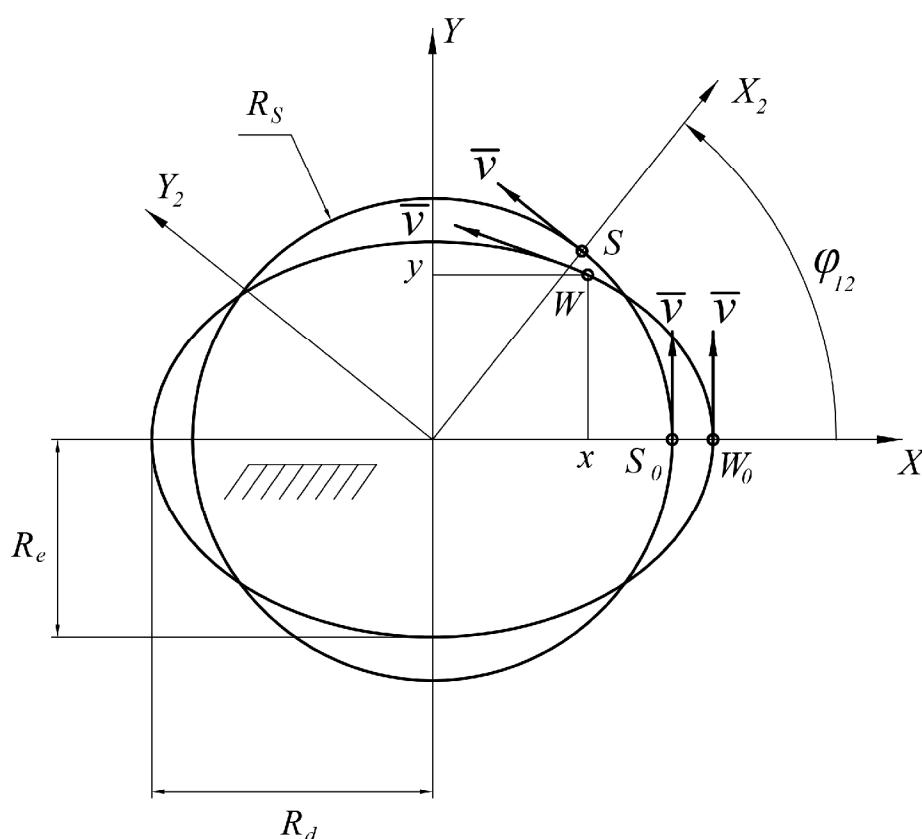


Рисунок 2.9 – Схема для определения траектории центра шарнира пластины цепи в системе координат, связанной с направляющим диском

Определим зависимость (2.17) при помощи кубической сплайн-интерполяции. Для этого используя численные решения выражения (2.16) найдем вектора действительных данных аргумента и его значений. При этом для интерполирующей функции в качестве аргумента принимается длина дуги  $l$ , а его

значением параметр эллипса  $t$ . Таким образом, находим для точки  $W$  координаты  $x$  и  $y$  в зависимости от длины дуги в системе координат  $XOY$ . Используя выражения (2.9) и (2.11), найдем траектории движения точки  $W$  в системах координат связанных с жестким колесом и с направляющим диском (рисунок 2.10).

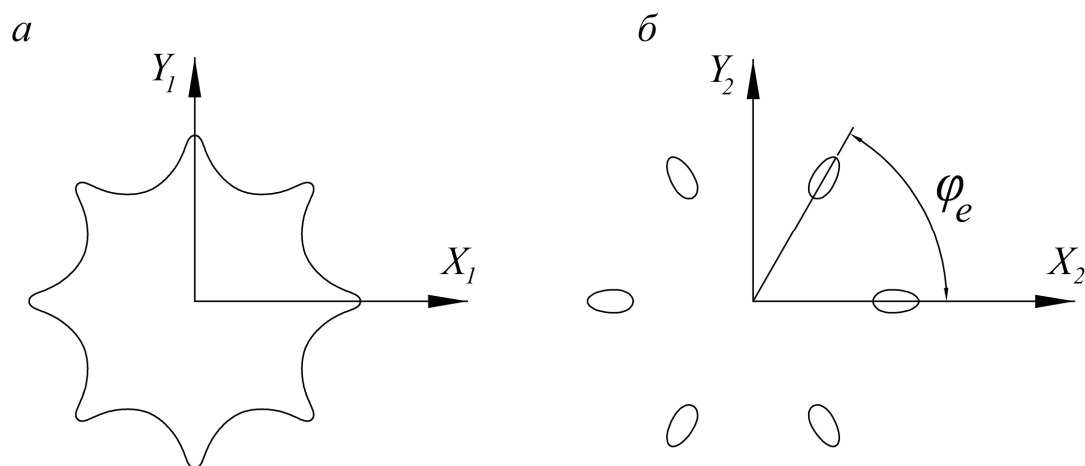


Рисунок 2.10 – Характер траекторий движения центров шарниров пластин цепи: а) в системе координат, связанной с жестким колесом; б) в системе координат, связанной с направляющим диском

Анализируя траектории точки  $W$ , можно прийти к выводу, что если равноскоростная кривая гибкого колеса не равна равноскоростной окружности жесткого колеса, то траекторией точки в системе координат, связанной с жестким колесом является циклическая кривая. В том же случае, если равноскоростная кривая гибкого колеса равна равноскоростной окружности жесткого колеса (направляющего диска) траекторией движения точки  $W$  в системе координат, связанной с жестким колесом (направляющим диском) является замкнутая овальная кривая. В этом случае для всех точек  $W$  гибкого колеса в системе координат, связанной с жестким колесом (направляющим диском) траекториями будут идентичные оральные кривые повернутые относительно друг друга на углы равные

$$j_e = \frac{2p}{n_c}. \quad (2.18)$$

При этом количество пальцев цепи равно количеству овальных кривых и пальцы, относительно выходного звена, осуществляют движение по замкнутым кривым.

Рассмотрим движение пластин. Поскольку пластины соединяют пальцы цепи посредством кинематических пар, то их движение в плоскости можно выразить, через движение двух точек, принадлежащим этим пластинам, которыми являются точки  $W$ , принадлежащие одной пластине. Угол поворота между пластинами можно определить, как угол между двумя векторами, построенными на центрах шарниров пластин цепи. Построим на центрах шарниров пластин цепи многоугольник  $W_1W_2...W_{n_c}$  (рисунок 2.11).

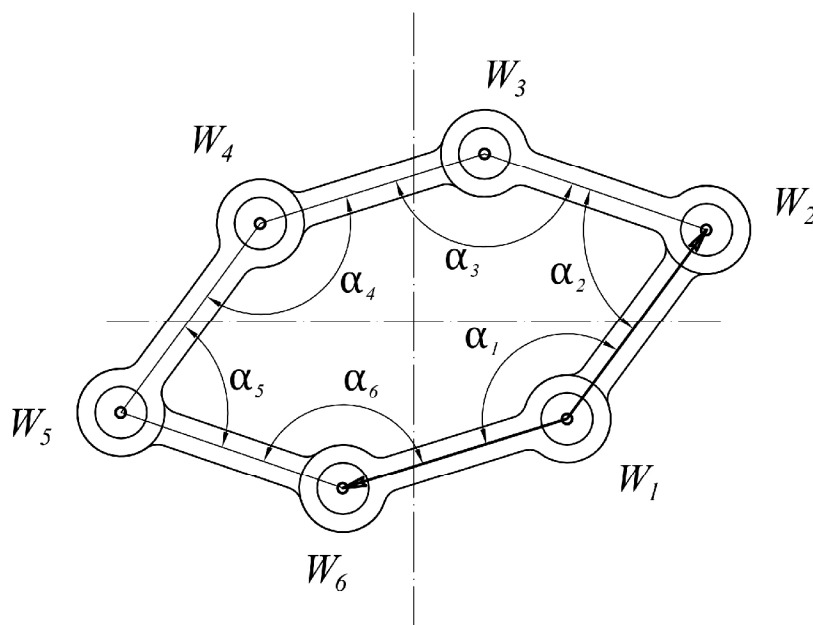


Рисунок 2.11 – Многоугольник, построенный на центрах шарниров пластин цепи

Например, угол между пластинами при вершине в точке  $W_1$  найдем как угол между векторами  $W_1W_2(x_{12}; y_{12})$  и  $W_1W_6(x_{16}; y_{16})$

$$\alpha_1 = \arccos \frac{x_{12}x_{16} + y_{12}y_{16}}{\sqrt{x_{12}^2 + y_{12}^2} \times \sqrt{x_{16}^2 + y_{16}^2}}. \quad (2.19)$$

Углы относительного поворота пластин будем рассматривать как внутренние углы выпуклого многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин

цепи. На рисунке 2.12 приведены графики изменения внутренних углов  $\alpha$  многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин цепи в зависимости от отношения пути  $l$ , пройденного центрами шарниров пластин цепи по равноскоростной кривой к ее длине, равной  $l_e$ . График построен для шестизвенной цепи при соотношении полуосей эллипса  $R_e$  и  $R_d$

$$R_e/R_d = 0,726.$$

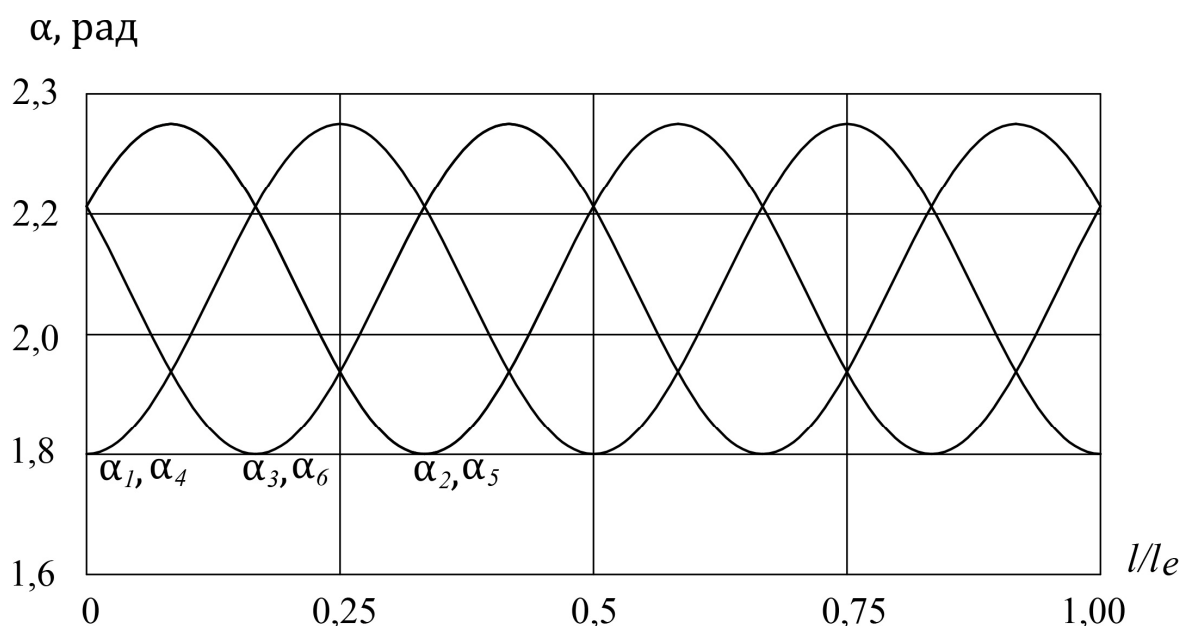


Рисунок 2.12 – Зависимость изменения внутренних углов многоугольника построенного на центрах шарниров пластин цепи в зависимости от пути пройденного центрами шарниров цепи по равноскоростной кривой к ее общей длине

Значение шага цепи  $p$  при ее движении по равноскоростной кривой, можно определить как длину вектора, например, вектора  $\overline{W_1W_2}(x_{12}y_{12})$

$$|\overline{W_1W_2}| = \sqrt{x_{12}^2 + y_{12}^2}. \quad (2.20)$$

График зависимости отношения шага цепи  $p$  к дуговому шагу  $p_e$  от отношения пути, пройденного центрами шарниров пластин цепи по равноскоростной кривой к ее длине равной  $l_e$  показан на рисунке 2.13. График построен для шестизвенной цепи для соотношения полуосей эллипса  $R_e/R_d = 0,726$ .



Как видно из графика, изображенного на рисунке 2.13, шаг цепи  $p$  меняется при движении ее относительно генератора. Поэтому если принять движение центров шарниров пластин цепи по равноскоростной кривой относительно неподвижного генератора, то шаг цепи не будет постоянным.

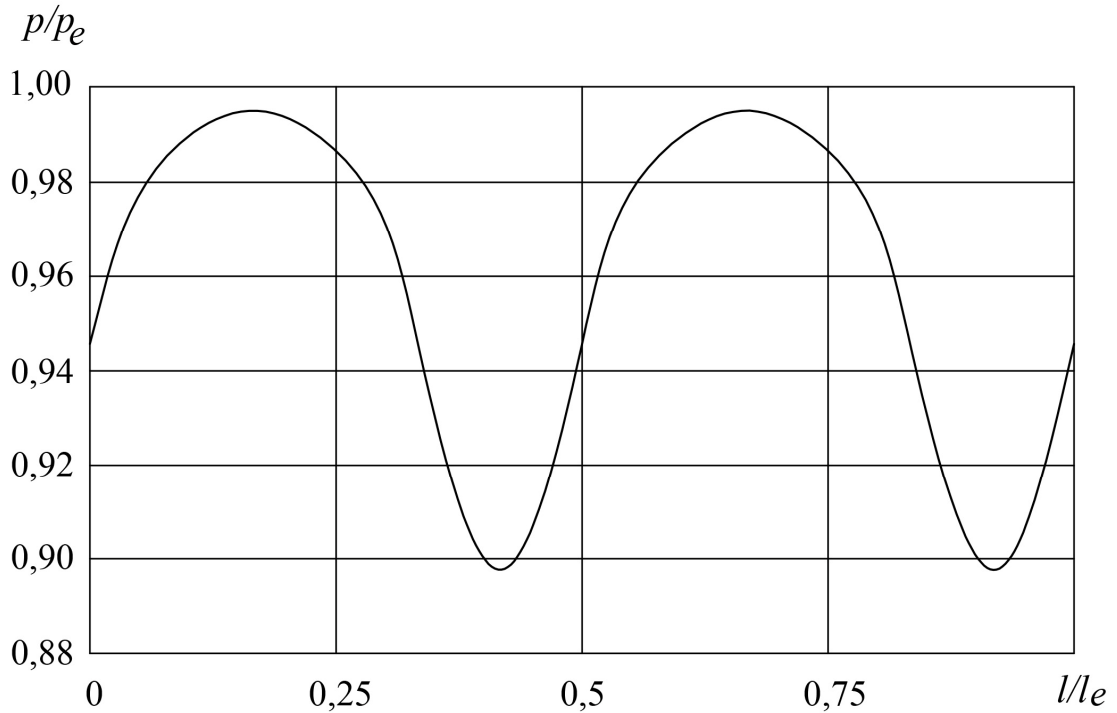


Рисунок 2.13 – Изменение отношения шага цепи к дуговому шагу в зависимости от пути пройденного центрами шарниров пластин цепи по равноскоростной кривой к ее общей длине

Для выполнения условия постоянства шага цепи, необходимо искать соответствующую траекторию движения осей шарниров пластин цепи. Такую траекторию для цепной волновой передачи нельзя задать заранее. Анализируя график зависимости внутренних углов  $\alpha$  (см. рисунок 2.12), можно видеть гармонический характер их изменения. Так же можно заметить, что углы изменяются симметрично относительно некоторой средней величины и их графики сдвинуты относительно друг друга по фазе. При полном повороте цепи относительно генератора внутренние углы совершают два периода колебаний. Противоположные углы  $\alpha$  совпадают. Это дает основание предположить, что закон деформирования цепи

можно задать колебанием внутренних углов  $\alpha$  многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин цепи при условии постоянства шага цепи  $p$ .

Зададим внутренние углы многоугольника построенного на центрах шарниров пластин цепи следующими зависимостями

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \alpha + c \times \sin(\omega_c t + j_0), \\
 \alpha_2 &= \alpha + c \times \sin\left(\omega_c t + \frac{2 \times p}{3} + j_0\right), \\
 \alpha_3 &= \alpha + c \times \sin\left(\omega_c t + \frac{4 \times p}{3} + j_0\right), \\
 &\dots\dots\dots \\
 \alpha_j &= \alpha + c \times \sin\left(\omega_c t + (j - 1) \frac{2 \times p}{n_U} + j_0\right)
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

где  $\omega_c$  – частота колебаний,  $t$  – параметр,  $j_0$  – начальная фаза колебаний,  $\alpha$  – среднее значение угла,  $c$  – амплитуда колебаний,  $n_U$  – количество пластин в одной волне деформации.

Амплитуда  $c$  может быть задана произвольно, но с учетом некоторых ограничений рассматриваемых ниже.

Как известно из элементарной математики, сумма внутренних углов любого выпуклого многоугольника равна  $\alpha > (n_c - 2) \times \pi$ , где  $n_c$  – количество сторон многоугольника или количество пальцев цепи.

Все внутренние углы многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин недеформированной цепи (рисунок 2.11), когда все центры шарниров расположены на окружности одного радиуса, равны и составляют

$$\alpha = \frac{\alpha > (n_c - 2) \times \pi}{n_c}.
 \tag{2.22}$$

Для деформированной цепи (см. рисунок 2.7) можно записать

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \dots + \alpha_j + \alpha_{n_c} = \alpha > (n_c - 2) \times \pi.
 \tag{2.23}$$

При использовании двухволнового генератора противоположные углы многоугольника равны. Так, например, для шестизвенной цепи  $a_1 = a_4$ ;  $a_2 = a_5$ ;  $a_3 = a_6$ . С учетом этого для одной волны деформации

$$a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_{n_U} = \frac{p \times (n_c - 2)}{2}. \quad (2.24)$$

Доказать правильность высказанных предположений можно произведя подстановку выражений (2.21) в (2.24). Так для шестизвенной цепи, при  $j_0 = 0$  имеем

$$\begin{aligned} & (q + c \times \sin(w_c \times t)) + \frac{ae}{e} q + c \times \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{2 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} + \\ & + \frac{ae}{e} q + c \times \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{4 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} = \frac{p \times (n_g - 2)}{2}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

После преобразования получим

$$\begin{aligned} & 6 \times q + c \times \frac{ae}{e} \sin(w_c \times t) + \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{2 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} + \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{4 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} = \\ & = p \times (n_g - 2). \end{aligned} \quad (2.26)$$

Полученное равенство возможно при условии

$$\begin{aligned} & \sin(w_c \times t + j_0) + \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{2 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} + \\ & + \sin \frac{ae}{e} w_c \times t + \frac{4 \times p}{3} + j_0 \frac{\ddot{o}}{\emptyset} = 0, \end{aligned} \quad (2.27)$$

которое является истинным.

Геометрически это выражение можно представить в виде суммы проекций вращающейся системы векторов на ось  $X\phi$  или  $Y\phi$  (рисунок 2.15). Вращающаяся система состоит из  $n_U$  единичных векторов  $Z_j$ , центр которой лежит в начале плоской системы координат  $X\phi Y\phi$  и углы между векторами при их вращении равны

$$\frac{4 \times p}{n_c}.$$

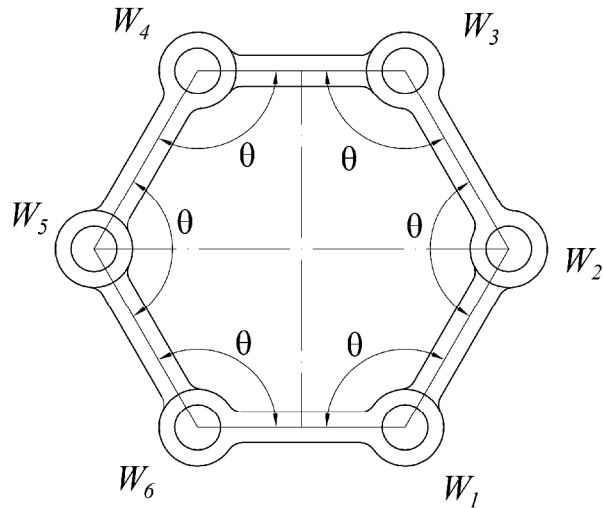


Рисунок 2.14 – Схема для определения среднего значения внутренних углов многоугольника построенного на центрах шарниров пластин цепи

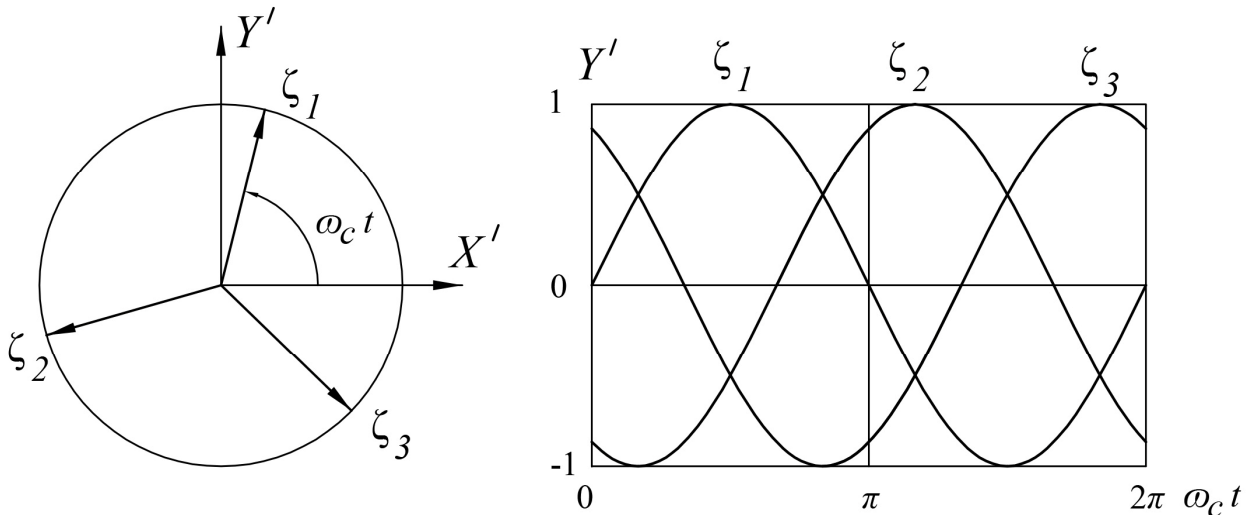


Рисунок 2.15 – Геометрическое представление выражения (2.23 а)

Зависимости (2.21) задают только закон взаимного положения пластин относительно друг друга и не задают закон положения их относительно генератора или жесткого колеса передачи. Найдем закон движения шарниров цепи относительно направляющего диска. Поставленную задачу будем решать методом векторного контура [15, 63, 69, 102–104]

Построим на центрах шарниров цепи векторный контур (рисунок 2.16)

$$\bar{b}_1 + \bar{b}_2 + \dots + \bar{b}_j = 0. \quad (2.28)$$

Длина векторов по абсолютному значению равна шагу цепи  $p$ . Совместим начало вектора  $\bar{b}_1$  с началом системы координат  $X_3OY_3$ , а его направление с осью  $X_3$ . Тогда координаты векторов  $\bar{b}$  будут

$$\begin{aligned} x_{3b_{1,2\dots n_c}} &= p \times \cos g_{1,2\dots n_c}, \\ y_{3b_{1,2\dots n_c}} &= p \times \sin g_{1,2\dots n_c}, \end{aligned} \quad (2.29)$$

где  $g_{1,2\dots n_c}$  – углы наклона векторов  $\bar{b}_{1,2\dots n_c}$  к оси  $X_3$ . Эти углы можно выразить следующим образом (для шестизвенной цепи)

$$\begin{aligned} g_1 &= 0, \\ g_2 &= p - a_1, \\ g_3 &= 2 \times p - a_1 - a_2, \\ g_4 &= 3 \times p - a_1 - a_2 - a_3, \\ g_5 &= 4 \times p - 2 \times a_1 - a_2 - a_3, \\ g_6 &= 5 \times p - 2 \times a_1 - 2 \times a_2 - a_3. \end{aligned} \quad (2.30)$$

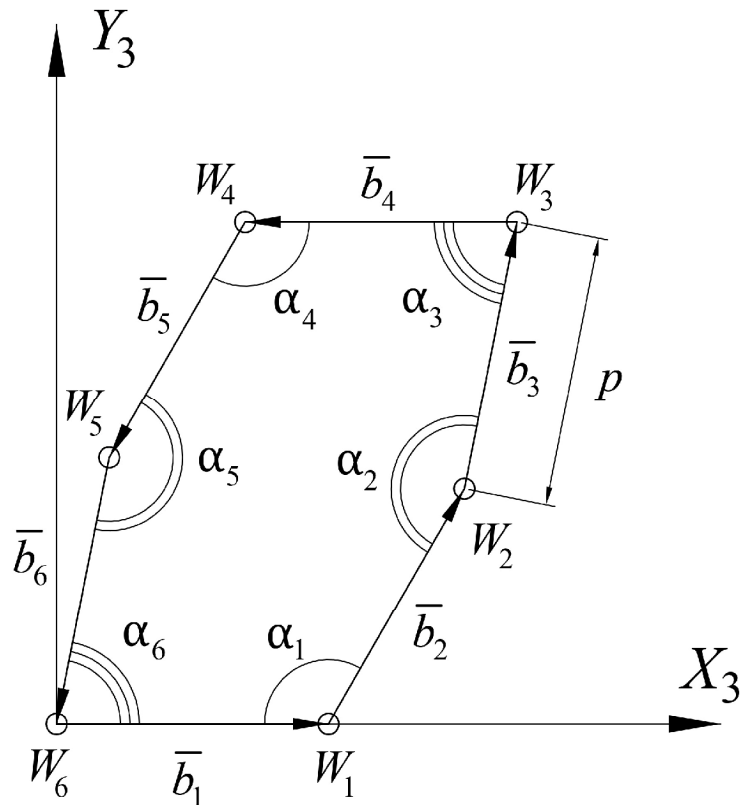


Рисунок 2.16 – Векторный контур, построенный на центрах шарниров пластин цепи

Траектории движения центров шарниров пластин в системе координат  $X_3OY_3$  можно определить как суммы координат соответствующих векторов

$$\begin{aligned} x_{3b_{nc}} &= x_{b_1} + x_{b_2} + \dots + x_{b_{nc}}, \\ y_{3b_{nc}} &= y_{b_1} + y_{b_2} + \dots + y_{b_{nc}}. \end{aligned} \quad (2.31)$$

Необходимо связать центр гибкого колеса, представленного цепью, с осью волновой цепной передачи. Поскольку мы имеем дело с двухволновым генератором волн, то координаты центра гибкого колеса  $W_0(x_{3c}; y_{3c})$  можно определить как координаты середины любого диагонального вектора (рисунок 2.17)

$$\bar{b}_c = \bar{b}_1 + \bar{b}_2 + \dots + \bar{b}_{nU}. \quad (2.32)$$

Траектории движения центров шарниров пластин цепи  $W$  в системе координат  $X_4OY_4$ , параллельной  $X_3OY_3$  и совпадающей с центром гибкого колеса  $W_0$  (рисунок 2.18)

$$\begin{aligned} x_{4W_{1,2\dots}} &= x_{3W_{1,2\dots}} - x_{3c}, \\ y_{4W_{1,2\dots}} &= y_{3W_{1,2\dots}} - y_{3c}. \end{aligned} \quad (2.33)$$

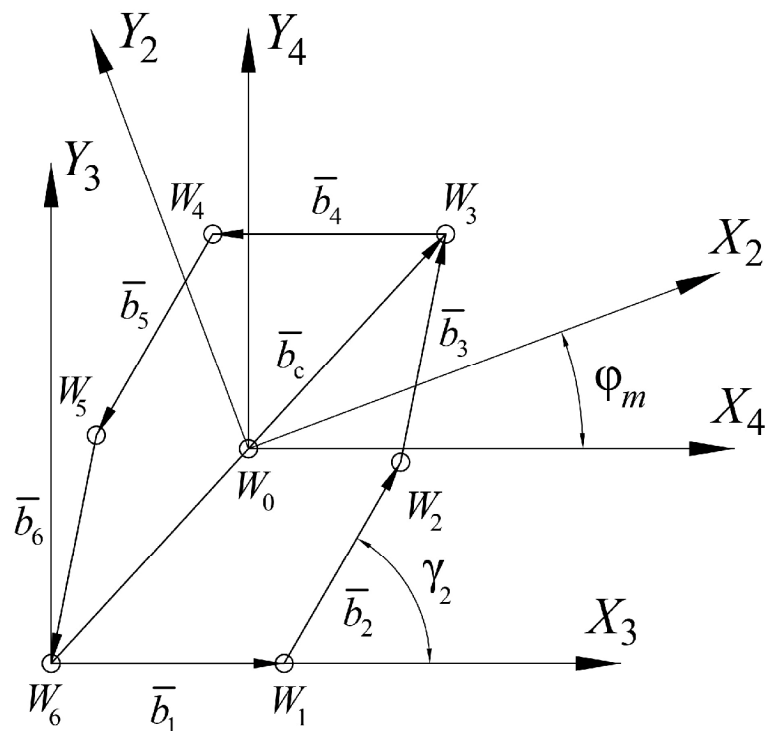


Рисунок 2.17 – Схема для определения траекторий движения центров шарниров пластин пальцевой цепи

Как видно из рисунка 2.18, траектории движения центров шарниров  $W$  не идентичны, что для работы волновой передачи недопустимо. Необходимо придать цепи вращательное движение относительно центра  $W_0$ , которое бы обеспечивало одинаковость траекторий центров шарниров пластин цепи.

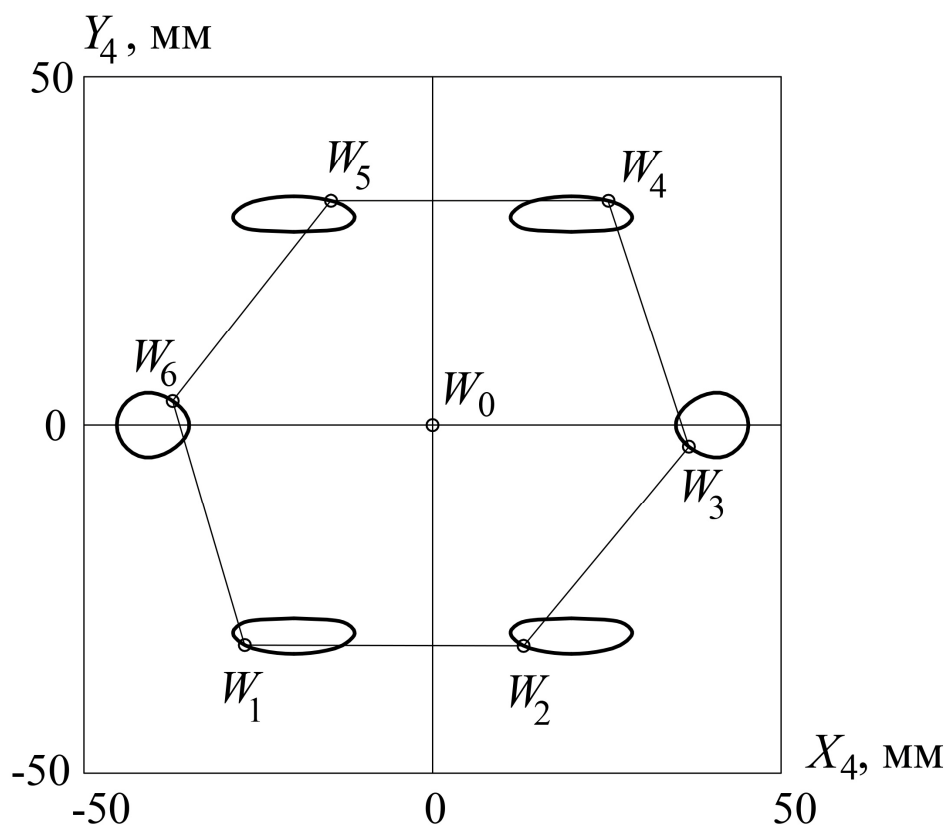


Рисунок 2.18 – Траектории центров шарниров пластин цепи в системе координат  $X_4OY_4$ : начальные условия  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$

За цикл колебательного движения внутренних углов  $\alpha$  все точки  $W$  цепи в системе координат  $X_2OY_2$ , связанной с направляющим диском должны вернуться в исходное положение. Таким образом, средняя угловая скорость цепи за цикл относительно направляющего диска равна нулю. Для равномерной работы волновой цепной передачи необходимо чтобы мгновенная средняя угловая скорость ее пластин была равна нулю.

Мгновенную среднюю угловую скорость пластин можно выразить как

$$w_m = \frac{w_1 + w_2 + \dots + w_{n_c}}{n_c}. \quad (2.34)$$

Введем систему координат  $X_2OY_2$  в которой средняя мгновенная угловая скорость звеньев цепи равна нулю. Для этого системе координат  $X_2OY_2$  сообщим угловую скорость равную  $-\omega_m$  относительно системы координат  $X_4OY_4$ .

Проинтегрировав выражение (2.34), получим

$$j_m = \frac{g_1 + g_2 + \dots + g_{n_c}}{n_c}, \quad (2.35)$$

где  $j_m$  – средний угол поворота векторов  $\bar{b}$  к оси  $X_4$ .

Тогда координаты точек  $W$  могут быть определены путем преобразования координат из  $X_4OY_4$  в  $X_2OY_2$  (рисунок 2.19)

$$\begin{aligned} x_{2W_{1,2\dots}} &= x_{4W_{1,2\dots}} \cos j_m + y_{4W_{1,2\dots}} \sin j_m, \\ y_{2W_{1,2\dots}} &= -x_{4W_{1,2\dots}} \sin j_m + y_{4W_{1,2\dots}} \cos j_m. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Как видно из рисунка 2.19 траектории движения центров шарниров пластин цепи в системе  $X_2OY_2$  идентичны, расположены концентрично оси передачи и повернуты относительно друг друга на углы определяемые выражением (2.18).

Выясним как соотносятся частота вращения генератора  $\omega_h$  с частотой колебания внутренних углов пластин цепи  $\omega_c$ . По аналогии с традиционной волновой передачей, за один оборот двухволнового генератора точки  $W$  относительно направляющего диска совершают два пробега по своей траектории. Следовательно, можно записать

$$\omega_h = \frac{\omega_c}{2}. \quad (2.37)$$

Поскольку движения центров шарниров пластин цепи идентичны будем рассматривать траектории движения только одной точки  $W$ . В этом случае будем записывать соответствующие точки  $W$  без индексов. Определить траекторию точки  $W$  в системе координат  $XOY$ , связанной с генератором, можно путем преобразования координат из системы  $X_2OY_2$  в  $XOY$  (рисунок 2.20)



$$\begin{aligned} x_W &= x_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2} + y_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2}, \quad \ddot{y} \\ y_W &= -x_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2} + y_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2}. \quad \ddot{x} \end{aligned} \quad (2.38)$$

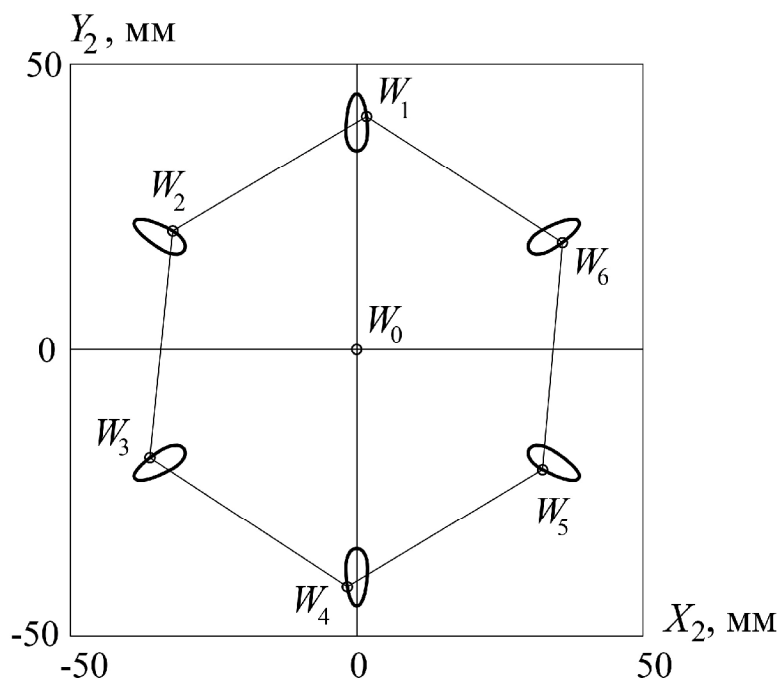


Рисунок 2.19 – Траектории центров шарниров пластин цепи в системе координат  $X_2OY_2$ : начальные условия  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$

Траектория точек  $W$  в системе координат  $XOY$  является замкнутой кривой, симметричной относительно двух осей. Однако, эта кривая не является равноскоростной кривой. При движении центров шарниров цепи по этой кривой шаг цепи  $p$  остается постоянным. Продифференцировав выражения (2.38) по времени, найдем составляющие вектора скорости точки  $W$ . На рисунке 2.21 показан график изменения абсолютного значения скорости точки  $W$  относительно неподвижного генератора. График приведен для шестизвенной цепи с шагом  $p = 40$  мм.;  $c = 0,3$ ;  $w_c = 1 \text{ c}^{-1}$ ;  $j_0 = p/6$ .

Траекторию движения точек  $W$  в системе координат, связанной с жестким колесом, можно определить путем преобразования координат из системы  $X_2OY_2$  в  $X_1OY_1$  (рисунок 2.22)

$$\begin{aligned} x_{1W} &= x_{2W} \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g}, \\ y_{1W} &= -x_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} \end{aligned} \quad \begin{matrix} \ddot{u} \\ \ddot{v} \\ \ddot{y} \\ \ddot{p} \end{matrix} \quad (2.39)$$

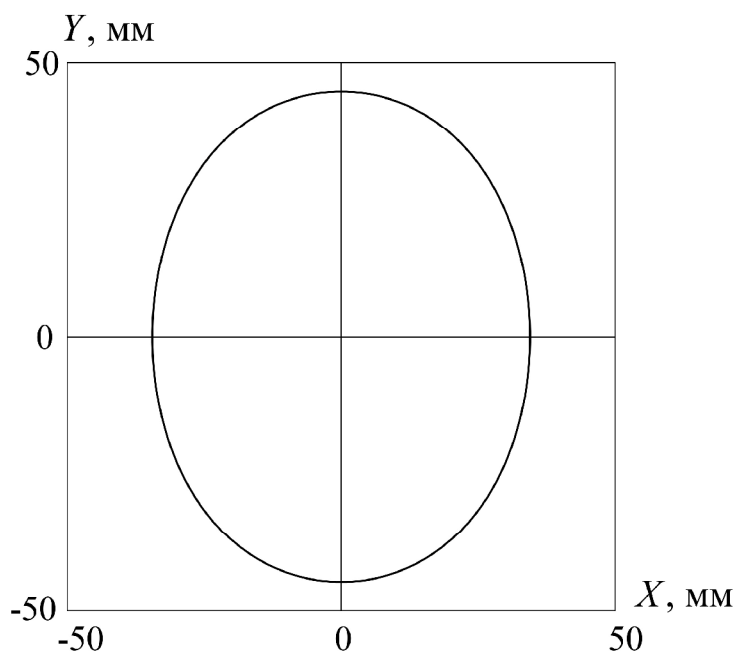


Рисунок 2.20 – Траектория движения точки  $W$  в системе координат связанной с генератором при постоянном шаге цепи: начальные условия  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$

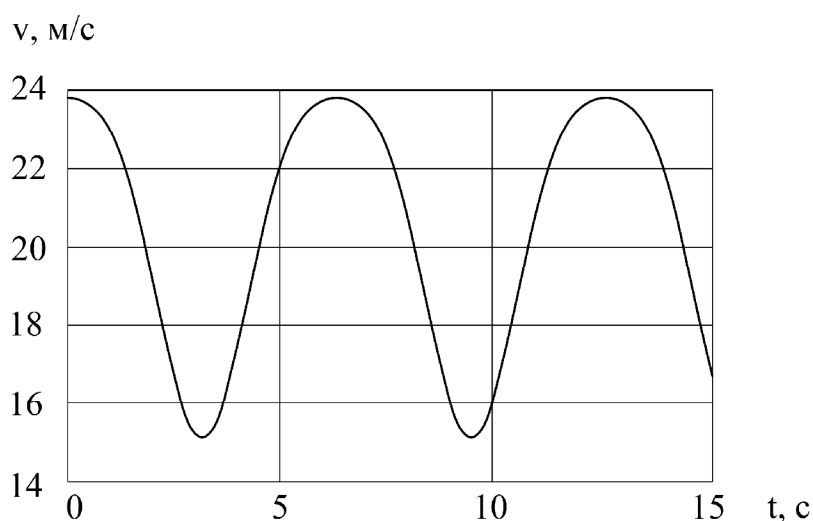


Рисунок 2.21 – Зависимость абсолютного значения скорости центра шарнира пластины цепи в системе координат связанной с генератором от времени при постоянном шаге цепи: начальные условия  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$

Из графика видно, что траекторией точки  $W$  относительно неподвижного жесткого колеса является циклическая кривая, имеющая количество периодов равное количеству зубьев жесткого колеса. Так, для волновой цепной передачи с количеством пластин равным 6 и коэффициенте разности чисел зубьев в одной волне деформации  $K_z$  равным единице, количество зубьев жесткого колеса  $n_k$  равно восьми.

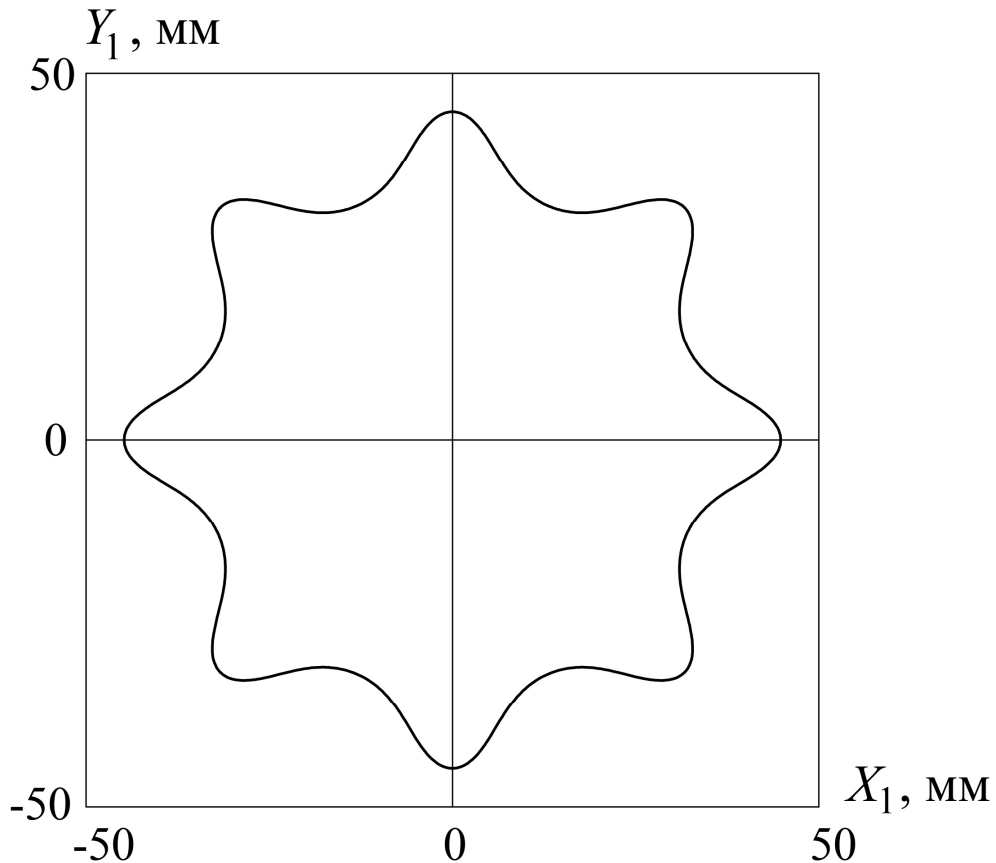


Рисунок 2.22 – Траектория движения центра шарнира пластины цепи в системе координат, связанной с жестким колесом при постоянном шаге цепи: начальные условия  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$

### 2.3 Кинематика пальцев цепи

Рассмотрим пространственное движение пальцев цепи. Пальцы установлены на опорном диске при помощи сферических кинематических пар третьего класса. Пальцы представляют собой поверхности вращения, поэтому вращение пальца вокруг собственной оси не влияет на работу передачи в целом. Сфериче-

ские кинематические пары имеют центры в точках  $C$ , которые равномерно расположены по окружности радиуса  $R_C$ . Расстояние между соседними точками  $C$  равно  $p_C$ . Точки  $C$  лежат в одной плоскости, перпендикулярной оси передачи. Введем системы координат  $XYZ$ ,  $X_1Y_1Z_1$ ,  $X_2Y_2Z_2$ , связанные с генератором, жестким колесом и направляющим диском соответственно. Оси  $Z$ ,  $Z_1$  и  $Z_2$  совпадают между собой и с осью волновой цепной передачи. Плоскости  $XY$ ,  $X_1Y_1$ ,  $X_2Y_2$  совпадают между собой и с плоскостью в которой лежат точки  $C$ .

Будем рассматривать движение пальцев в системе координат  $X_2Y_2Z_2$  как вращательные движения твердых тел относительно неподвижных точек  $C$  (рисунок 2.23). При этом оси пальцев, представляющие собой образующие будут двигаться по коническим траекториям с вершинами в точках  $C$  по направляющим, которыми являются траектории движения точек  $W$  в системе координат  $X_2Y_2Z_2$ .

Пусть точка  $W$  движется в системе координат  $X_2Y_2Z_2$  по траектории

$$\begin{aligned} x_{2W} &= f_{x_2}(t), \ddot{u} \\ y_{2W} &= f_{y_2}(t), \ddot{y} \\ z_{2W} &= f_{z_2}(t), \ddot{b} \end{aligned} \quad (2.40)$$

Координаты точки  $C$  в системе координат  $X_2Y_2Z_2$  можно представить координатами радиус вектора  $\overline{OC}$

$$\begin{aligned} x_{2C} &= R_C \times \sin j_C, \ddot{u} \\ y_{2C} &= R_C \times \cos j_C, \ddot{y} \\ z_{2C} &= 0, \ddot{b} \end{aligned} \quad (2.41)$$

Координаты точки  $M$ , принадлежащей оси пальца можно определить как координаты вектора

$$\overline{OM} = \overline{OC} + \overline{CM}. \quad (2.42)$$

Вектор  $\overline{CM}$  совпадает с вектором  $\overline{CW}$ , поэтому его направляющие косинусы можно определить как

$$\begin{aligned}
 \cos b_x &= \frac{x_{2W} - x_{2C}}{L}, \\
 \cos b_y &= \frac{y_{2W} - y_{2C}}{L}, \\
 \cos b_z &= \frac{\sqrt{L^2 - (x_{2W} - x_{2C})^2 - (y_{2W} - y_{2C})^2}}{L}.
 \end{aligned}
 \tag{2.43}$$

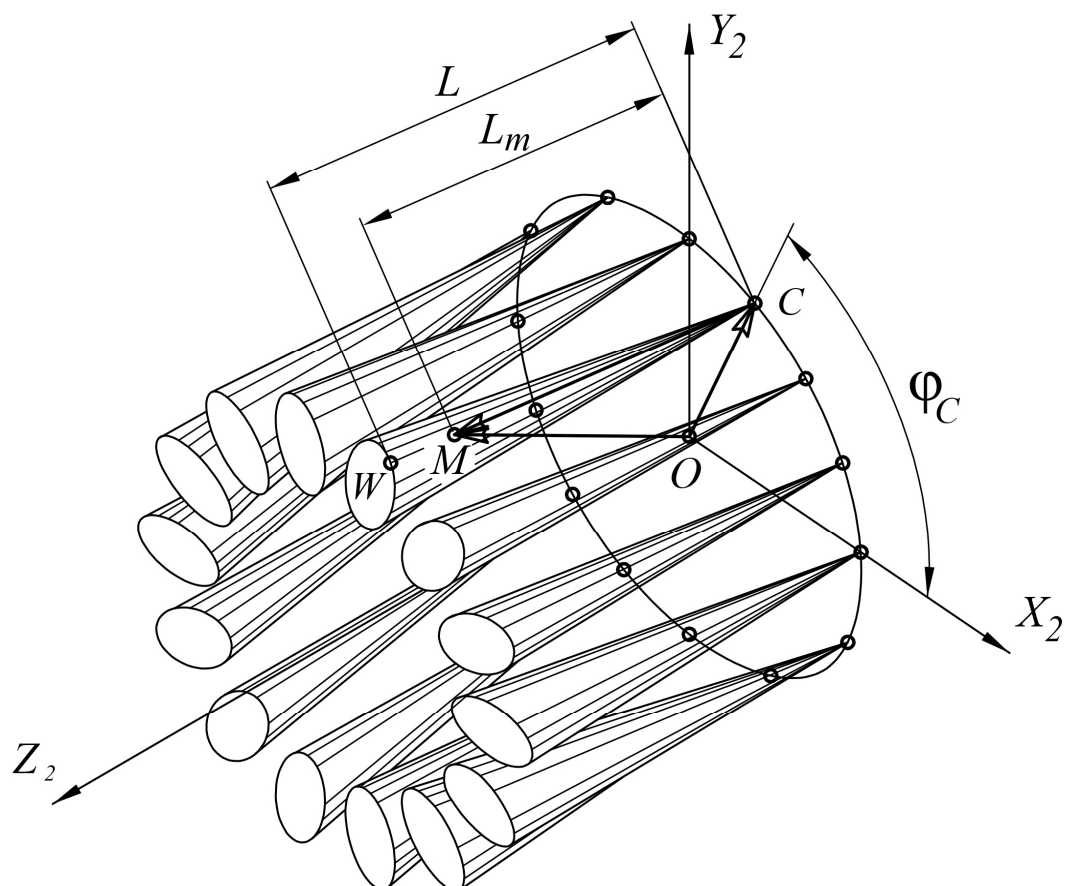


Рисунок 2.23 – Схема для определения траекторий осей пальцев в системе координат, связанной с направляющим диском

Координаты вектора  $\overline{CM}$  будут

$$\begin{aligned}
 x_{CM} &= x_{2C} + |CM| \cos b_x \cdot \ddot{u} \\
 y_{CM} &= y_{2C} + |CM| \cos b_y \cdot \dot{y} \\
 z_{CM} &= z_{2C} + |CM| \cos b_z \cdot \dot{p}
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

Обозначим длину вектора  $|\overline{CM}| = L_m$

Тогда коническую поверхность можно представить геометрическим местом точек  $M$ . Согласно (2.42)

$$\begin{aligned} x_{2M} &= x_{2C} + \frac{x_{2W} - x_{2C}}{L} L_m, \\ y_{2M} &= y_{2C} + \frac{y_{2W} - y_{2C}}{L} L_m, \\ z_{2M} &= \frac{L_m}{L} \sqrt{L^2 - (x_{2W} - x_{2C})^2 - (y_{2W} - y_{2C})^2}. \end{aligned} \quad \begin{array}{c} \ddot{u} \\ \ddot{i} \\ \ddot{i} \\ \dot{y} \\ \ddot{i} \\ \ddot{b} \end{array} \quad (2.45)$$

Остается открытым вопрос задания траекторий движения точек  $W$  (2.40) в системе координат  $X_2Y_2Z_2$ . Рассмотрим возможность задания в качестве координат  $x_{2W}, y_{2W}$  пространственного движения осей пальцев цепи координаты траектории движения точки  $W$  для плоского движения пластин цепи.

Выясним изменение шага пластин  $p$  при условии что в проекции на плоскость  $X_2Y_2$  точки  $W$ , принадлежащие центрам шарниров пластин цепи, движутся также, как и при плоском движении. Шаг пластин можно определить как расстояние между соседними точками, например,  $W_1$  и  $W_2$  (рисунок 2.24).

Координаты центра сферического шарнира  $C_1$

$$\begin{aligned} x_{2C_1} &= 0, \\ y_{2C_1} &= R_c, \\ z_{2C_1} &= 0. \end{aligned} \quad \begin{array}{c} \ddot{u} \\ \ddot{i} \\ \dot{y} \\ \ddot{i} \\ \ddot{b} \end{array} \quad (2.46)$$

Координаты центра сферического шарнира  $C_2$

$$\begin{aligned} x_{2C_2} &= -R_c \times \sin \frac{2 \times p}{n_c}, \\ y_{2C_2} &= R_c \times \cos \frac{2 \times p}{n_c}, \\ z_{2C_2} &= 0. \end{aligned} \quad \begin{array}{c} \ddot{u} \\ \ddot{i} \\ \ddot{i} \\ \dot{y} \\ \ddot{i} \\ \ddot{b} \end{array} \quad (2.47)$$

Тогда

$$z_{2W_1} = \sqrt{L^2 - (x_{2W_1} - x_{2C_1})^2 - (y_{2W_1} - y_{2C_1})^2}, \quad (2.48)$$

$$z_{2W_2} = \sqrt{L^2 - (x_{2W_2} - x_{2C_2})^2 - (y_{2W_2} - y_{2C_2})^2}. \quad (2.49)$$

Шаг пластины определим как расстояние между точками  $W_1$  и  $W_2$

$$p_{W_1W_2} = \sqrt{(x_{2W_2} - x_{2W_1})^2 + (y_{2W_2} - y_{2W_1})^2 + (z_{2W_2} - z_{2W_1})^2}. \quad (2.50)$$

Погрешность шага

$$Dp = p_{W_1W_2} - p. \quad (2.51)$$

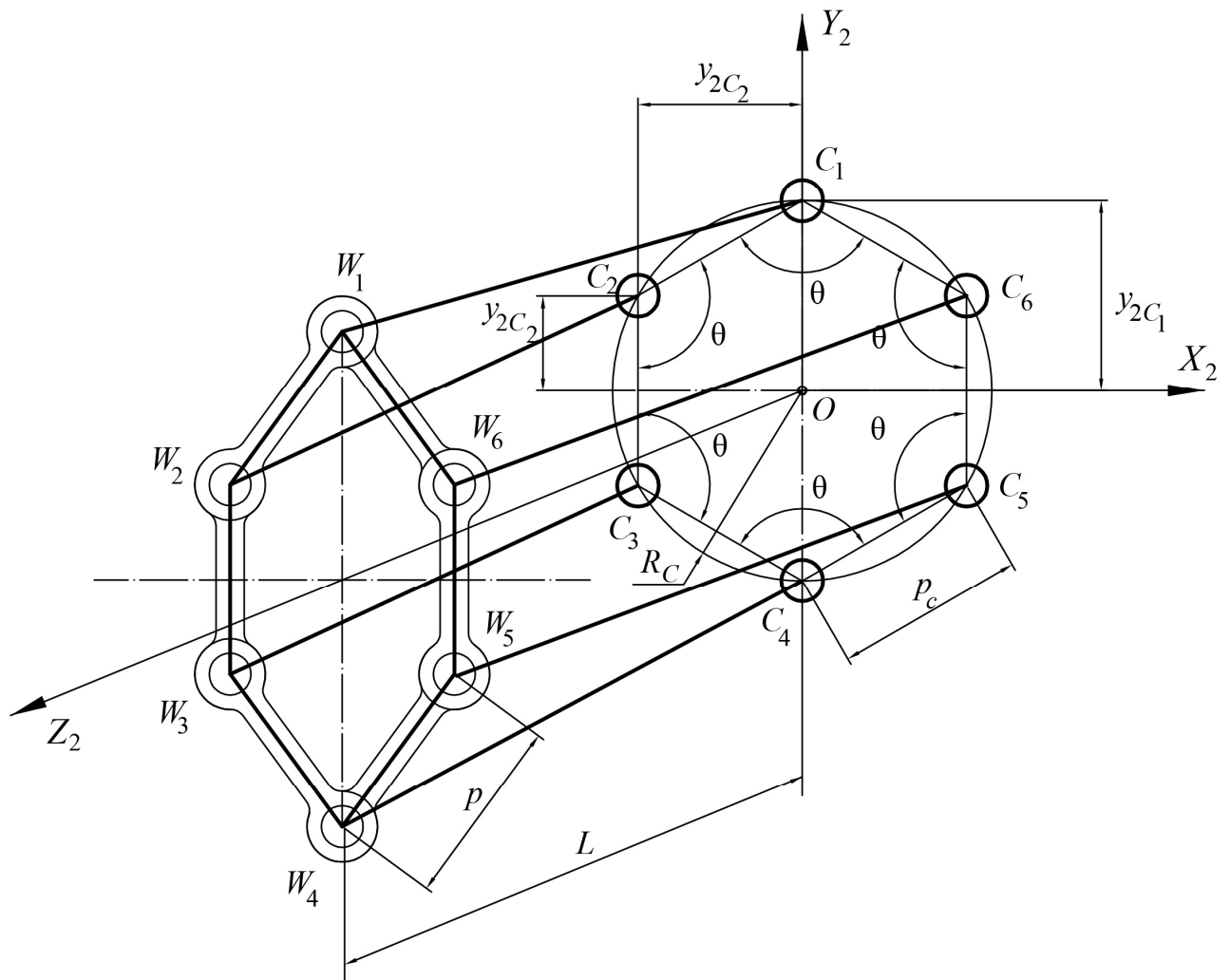


Рисунок 2.24 – Схема для определения погрешности шага пластин цепи при пространственном движении пальцев

График функции  $Dp$  для  $p = 100$  мм.,  $L = 200$  мм. представлен на рисунке 2.25. Как видно из графика, погрешность составляет  $7,2 \times 10^{-4}$  мм., что на порядок

меньше погрешности изготовления деталей. Поэтому изменением шага пластин можно пренебречь и вести кинематические расчеты принимая, что координаты центров шарниров пластин  $x_{2W}$  и  $y_{2W}$  берутся из расчета плоского движения.

Определим траекторию движения осей пальцев в системе координат  $XYZ$ , связанной с генератором. Для этого воспользуемся формулами преобразования координат. Можно преобразование координат произвести непосредственно для точки  $M$ , определяемой выражениями (2.45).

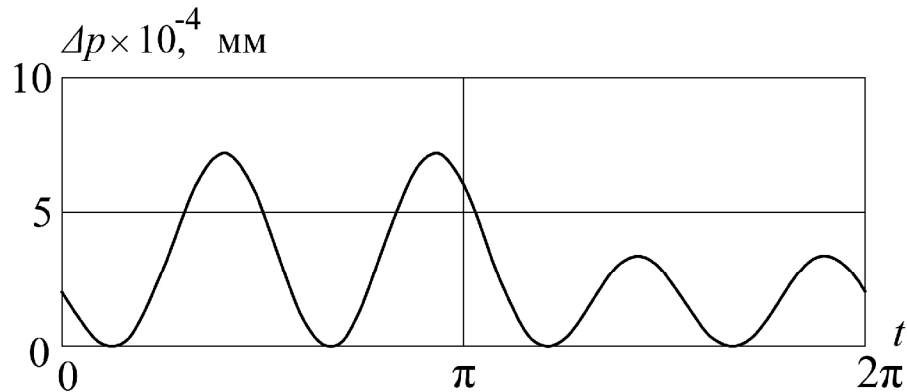


Рисунок 2.25 – График зависимости погрешности шага пластин цепи от времени при пространственном движении пальцев: начальные условия  $p = 100$  мм,  $n_c = 6$ ;  $c = 0,5$ ;  $L = 200$  мм

Однако, более наглядным и удобным для дальнейшего определения рабочей поверхности генератора будет способ определения траектории оси пальца, как перемещение образующей совпадающей с осью пальца по двум направляющим, которыми являются траектории движения точек  $W$  и  $C$  в системе координат  $XYZ$  (рисунок 2.26)

$$\begin{aligned}
 x_W &= x_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2} + y_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2}, \\
 y_W &= -x_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2} + y_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2}, \\
 z_W &= \sqrt{L^2 - (x_{2W} - x_{2C})^2 - (y_{2W} - y_{2C})^2},
 \end{aligned}
 \begin{array}{c}
 \ddot{u} \\
 \vdots \\
 \ddot{y} \\
 \vdots \\
 \ddot{p}
 \end{array}
 \quad (2.52)$$



$$\begin{aligned}
 x_C &= x_{2C} \times \cos \frac{w_c \times t}{2} + y_{2C} \times \sin \frac{w_c \times t}{2}, \\
 y_C &= -x_{2C} \times \sin \frac{w_c \times t}{2} + y_{2C} \times \cos \frac{w_c \times t}{2}, \\
 z_C &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{2.53}$$

Тогда уравнение поверхности, являющейся траекторией оси пальца можно записать как координаты радиус вектора точки  $M$  в системе координат  $XYZ$

$$\overline{OM} \varphi = \overline{OC} \varphi + \overline{CM} \varphi
 \tag{2.54}$$

Уравнение поверхности определим аналогичным определению траектории оси пальца в системе координат  $X_2Y_2Z_2$  способом. Так будем иметь

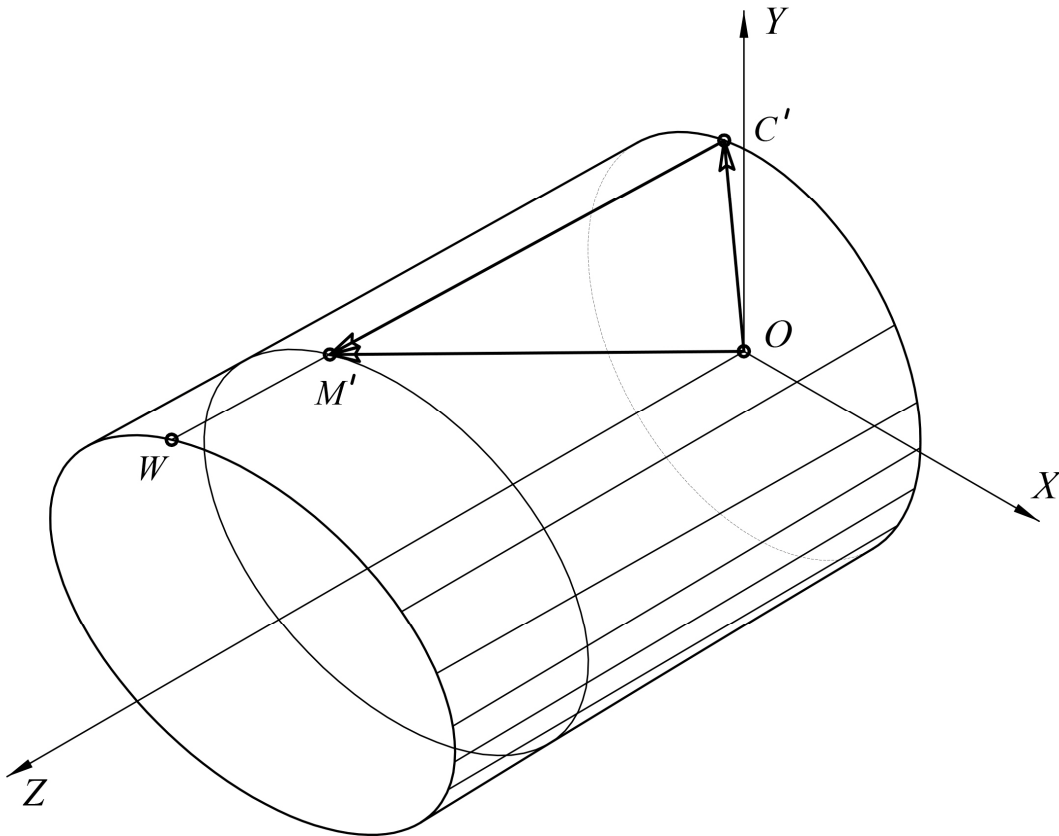


Рисунок 2.26 – Схема для определения траектории движения осей пальцев в системе координат связанной с генератором

$$\begin{aligned}
 x_M &= x_C + \frac{x_W - x_C}{L} L_m, \\
 y_M &= y_C + \frac{y_W - y_C}{L} L_m, \\
 z_M &= \frac{L_m}{L} \sqrt{L^2 - (x_W - x_C)^2 - (y_W - y_C)^2}.
 \end{aligned}
 \tag{2.55}$$

Координаты радиус вектора

$$\overline{OM} = \overline{OC} + \overline{CM} \tag{2.56}$$

определяющего траекторию движения оси пальца в системе координат  $X_1Y_1Z_1$ , связанной с жестким колесом будут (рисунок 2.27)

$$\begin{aligned}
 x_{1M} &= x_{1C} + \frac{x_{1W} - x_{1C}}{L} L_m, \\
 y_{1M} &= y_{1C} + \frac{y_{1W} - y_{1C}}{L} L_m, \\
 z_{1M} &= \frac{L_m}{L} \sqrt{L^2 - (x_{1W} - x_{1C})^2 - (y_{1W} - y_{1C})^2}.
 \end{aligned}
 \tag{2.57}$$

Траектории движения точек  $W$  и  $C$  в системе координат  $X_1Y_1Z_1$  соответственно

$$\begin{aligned}
 x_{1W} &= x_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g}, \\
 y_{1W} &= -x_{2W} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2W} \times \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g}, \\
 z_{1W} &= \sqrt{(x_{1W} - x_{1C})^2 - (y_{1W} - y_{1C})^2},
 \end{aligned}
 \tag{2.58}$$

$$\begin{aligned}
 x_{1C} &= x_{2C} \times \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2C} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g}, \\
 y_{1C} &= -x_{2C} \times \sin \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g} + y_{2C} \times \cos \frac{w_c \times t}{2 \times i_{hk}^g}, \\
 z_C &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{2.59}$$

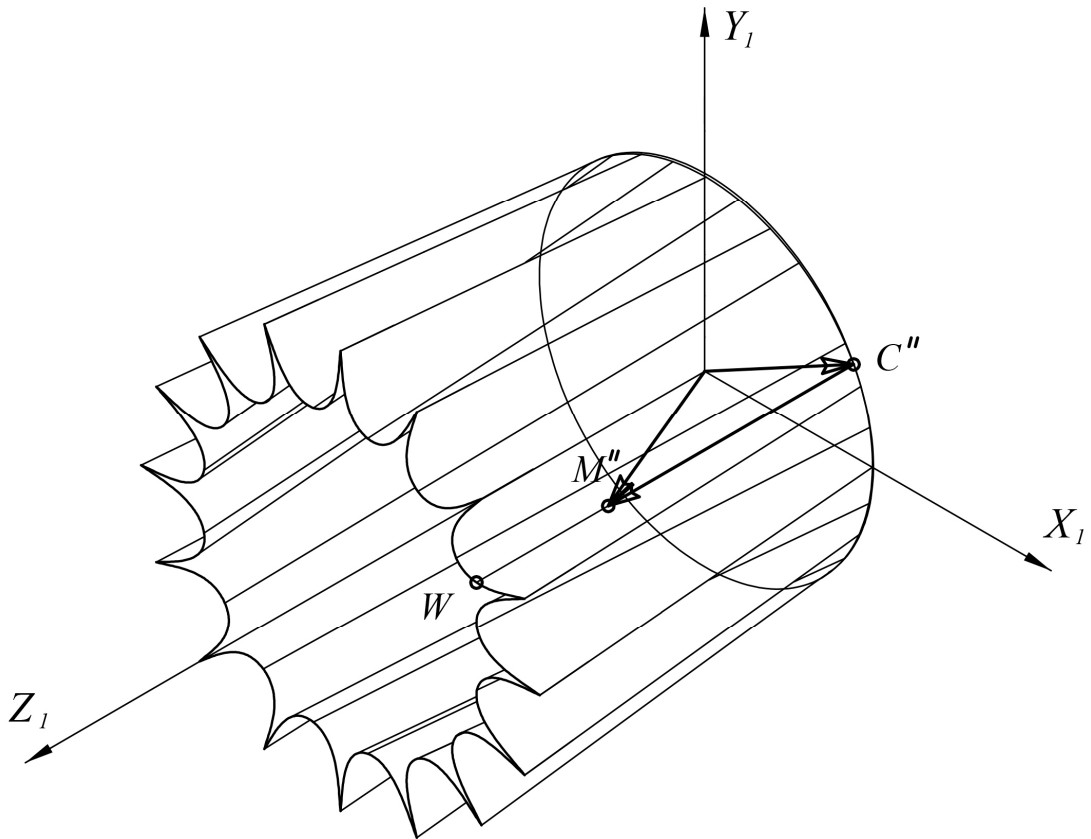


Рисунок 2.27 – Схема для определения траектории движения осей пальцев в системе координат связанной с жестким колесом

Движение пальцев в системах координат  $XYZ$  и  $X_1Y_1Z_1$  можно охарактеризовать как сложное движение твердых тел. В этом случае относительным движением пальцев в системе координат  $X_2Y_2Z_2$  является их вращательное движение относительно точек  $C$ . Переносным движением является вращательное движение точек  $C$  вокруг оси передачи. Мы имеем случай сложения вращений вокруг непараллельных осей.

Таким образом, разработаны и обоснованы математические модели движения пластин и пальцев цепи, позволяющие обеспечить условия постоянства шага пластин цепи и передаточного отношения волновой передачи и установить законы движения осей пальцев относительно генератора, жесткого колеса и направляющего диска.

## 2.4 Выводы

1 Если шаг пластин цепи волновой цепной передачи является постоянным, абсолютные значения скоростей центров шарниров пластин цепи, при их движении относительно генератора, не являются постоянными.

2 Математическая модель движения цепи, в которой движение пластин цепи представлено перемещением сторон построенного на центрах шарниров пластин цепи многоугольника, изменение внутренних углов которого осуществляется по гармоническому закону, позволяет обеспечить условия постоянства шага цепи и передаточного отношения волновой передачи.

3 Траектории движения центров шарниров пластин цепи относительно направляющего диска представляют собой замкнутые овальные кривые линии и определяются методами векторного контура и преобразования координат.

4 Движение пальцев относительно направляющего диска представлено вращательным движением твердых тел относительно неподвижных точек, являющихся центрами сферических опор пальцев на опорном диске, учитывающая конструктивную особенность односторонней взаимосвязи пальцев и пластин цепи.

5 Движения пальцев в системах координат, связанных с генератором и жестким колесом являются сложными движениями твердых тел, которые складываются из относительных движений пальцев в системе координат, связанной с направляющим диском и переносных вращательных движений сферических опор пальцев вокруг оси передачи.

6 Траектории движения осей пальцев в системах координат, связанных с генератором и жестким колесом определяются перемещением образующей совпадающей с осью пальца по двум направляющим, которыми являются траектории движения центров шарниров пластин цепи и центров сферических опор пальцев в соответствующих системах координат.

### **3 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГЕНЕРАТОРА, ЗУБЬЕВ ЖЕСТКОГО КОЛЕСА И ОТВЕРСТИЙ НАПРАВЛЯЮЩЕГО ДИСКА ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

#### **3.1 Определение рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска**

Необходимо выбрать метод определения рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска. Известны методы определения уравнений поверхностей зубьев пространственных зацеплений такие как метод Гохмана, метод Оливье, кинематический метод и метод основанный на применении классического аппарата дифференциальной геометрии [15, 28, 65, 102].

Метод синтеза должен обеспечивать условия при которых боковые поверхности зубьев гибкого звена (колеса), которыми в данном случае являются цилиндрические поверхности пальцев, должны находиться в непрерывном касании с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Тогда рабочими поверхностями генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска будут огибающие поверхности семейства рабочих поверхностей пальцев [22]. Поскольку рабочими поверхностями пальцев являются цилиндрические поверхности, то задача определения рабочих поверхностей может быть значительно упрощена, так как в этом случае определение рабочих поверхностей сводится к определению эквидистантных (равноудаленных) поверхностей к траекториям осей пальцев в соответствующих системах координат, связанных с генератором, жестким колесом и направляющим диском. Такой метод можно отнести к аналитическому методу синтеза зацеплений, основанному на применении классического аппарата дифференциальной геометрии. К тому же предложенный метод позволяет синтезировать рабочую поверхность кулачка генератора по еди-

ной методике с синтезом зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска.

Схема определения эквидистантных поверхностей показана на рисунке 3.1. Координаты точки  $P$ , принадлежащей рабочей поверхности, можно представить координатами радиус-вектора

$$\overline{OP} = \overline{OM} + \overline{MP}. \quad (3.1)$$

Вектор  $\overline{MP}$  можно определить как

$$\overline{MP} = \pm \bar{n} \cdot r, \quad (3.2)$$

где  $\bar{n}$  – единичный нормальный вектор к поверхности траекторий движения осей пальцев цепи, имеющий начало в точке  $M$ ,  $r$  – радиус рабочей поверхности пальца цепи. Единичный нормальный вектор можно получить путем нормирования вектора  $\bar{N}$ , определяемого векторным произведением двух неколлинеарных векторов, касательных в точке  $M$  к поверхности траектории движения осей шарниров цепи

$$\bar{N} = \bar{v} \cdot \bar{CW}. \quad (3.3)$$

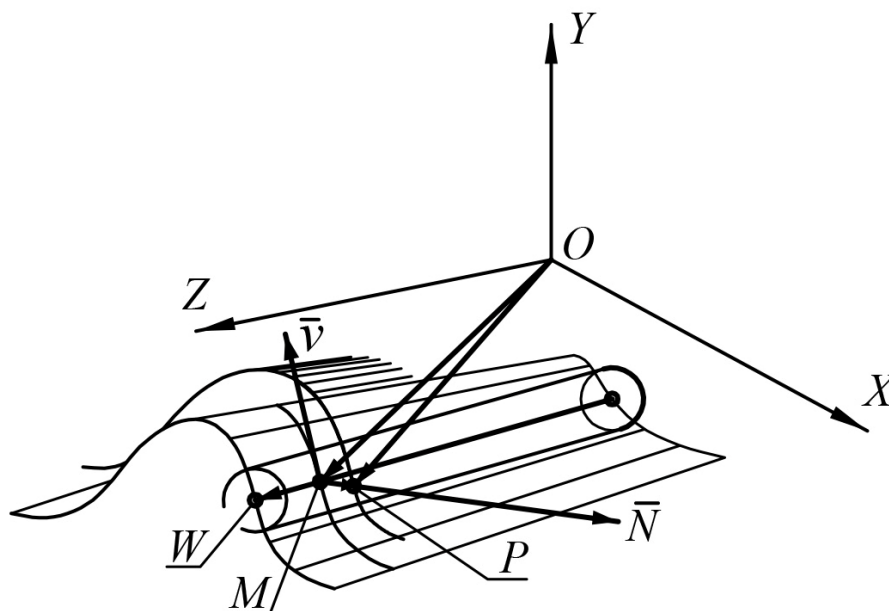


Рисунок 3.1 – Схема определения рабочей поверхности

За один из таких векторов можно принять вектор скорости  $\bar{v}$  точки  $M$

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{f_x(t, L_m)}{t}, \ddot{u} \\ v_y &= \frac{f_y(t, L_m)}{t}, \dot{y} \\ v_z &= \frac{f_z(t, L_m)}{t} \cdot \dot{b} \end{aligned} \quad (3.4)$$

где  $f_x, f_y, f_z$  – функции координат точки  $M$ , принадлежащей оси пальца, в системах координат, связанных с направляющим диском, генератором и жестким колесом, определяемые по выражениям (2.45), (2.55) и (2.57) соответственно.

Другим вектором может служить вектор  $\overline{CW}$ , принадлежащий поверхности траектории движения осей пальцев цепи в виду совпадения с ее образующей

$$\begin{aligned} x_{CW} &= x_W - x_C, \ddot{u} \\ y_{CW} &= y_W - y_C, \dot{y} \\ z_{CW} &= z_W - z_C \cdot \dot{b} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Используя выражения (3.1)...(3.5), можно получить уравнения рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска в виде

$$\begin{aligned} x_P &= Y_x(t, L_m), \ddot{u} \\ y_P &= Y_y(t, L_m), \dot{y} \\ z_P &= Y_z(t, L_m) \cdot \dot{b} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Выражения (3.6) заданы параметрически. Параметры  $t$  и  $L_m$  являются криволинейными координатами точки  $P$ . При фиксированном параметре  $L_m$  и переменном  $t$  зависимости (3.6) представляют собой уравнение замкнутой кривой пространственной линии. Поверхность, описываемую выражениями (3.6), можно представить как семейство таких пространственных кривых для переменных значений параметра  $L_m$ . При постоянном значении параметра  $t$  и переменном значении параметра  $L_m$  получим пространственную линию, которая определяет линию контакта пальца с генератором, зубом жесткого колеса и отверстием

направляющего диска. Таким образом, контакт пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска происходит по линии.

На рисунках 3.2...3.4 представлены поверхности генератора, зуба жесткого колеса и отверстия направляющего диска соответственно. Графики построены для следующих параметров волновой цепной передачи:  $p = 40$ ;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$ ;  $L = 100$ ;  $c = 0,3$ .

Для зубьев колеса и отверстий направляющего диска эквидистанта строится наружу от траектории движения оси пальца, а для генератора – внутрь. Поэтому в выражении (3.2) необходимо учитывать соответствующий знак.

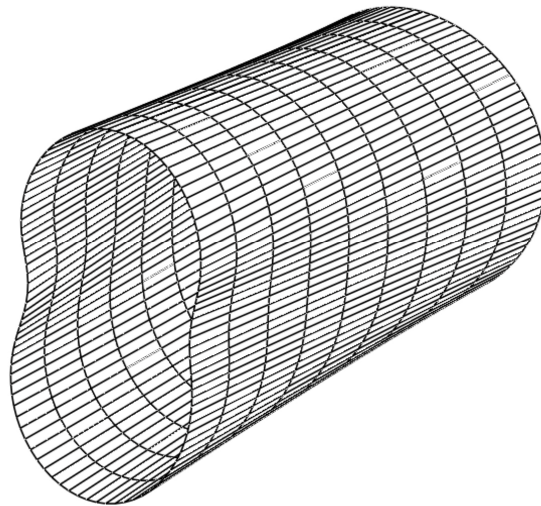


Рисунок 3.2 – Поверхность генератора

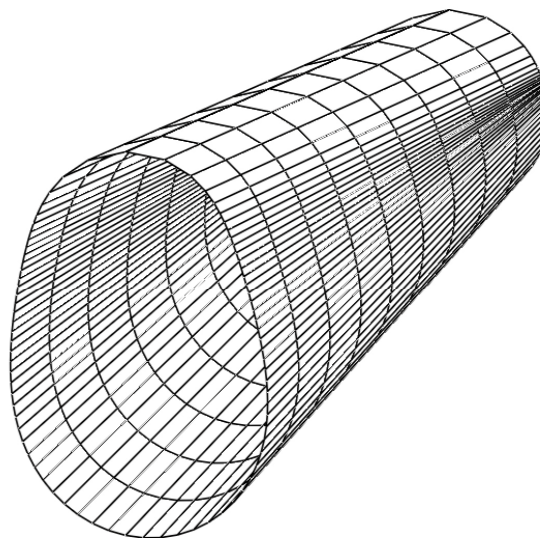


Рисунок 3.3 – Поверхность отверстия направляющего диска



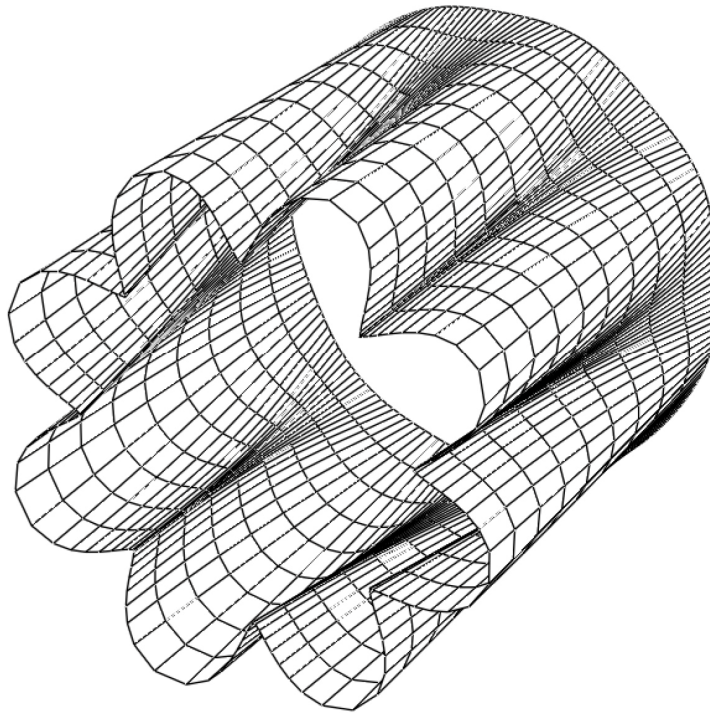


Рисунок 3.4 – Поверхность зуба жесткого колеса

Генератор имеет коноидной форму [61]. Основываясь на вышеизложенной теории, были произведены расчеты поверхностей для различных передаточных отношений при переменных амплитудах колебаний внутренних углов  $\alpha$  и значений параметра  $L_m$ .

В виду того, что координата  $Z$  при фиксированном значении параметра  $L_m$  меняется незначительно для генератора, зуба жесткого колеса и отверстия направляющего диска будем оперировать понятием "профиль", т.е. профилем будем называть проекцию траектории точки  $P$ , определяемой выражениями (3.6) на соответствующую плоскость  $XU$ .

На графиках, приведенных на рисунке 3.5, показаны профили зубьев жесткого колеса для различных значений параметра  $L_m$ . Как видно из графиков, профиль зуба имеет как выпуклые так и вогнутые участки. При заданном значении амплитуды  $c$  с увеличением значения параметра  $L_m$  увеличивается высота зуба, а его вершина принимает более заостренную форму. При наступлении определенного значения параметра  $L_m$  при вершине образуются

самопересекающаяся поверхность. При фиксированном значении параметра  $L_m$  с ростом амплитуды  $c$  происходит увеличение высоты зуба и заострение его вершины (рисунок 3.6).

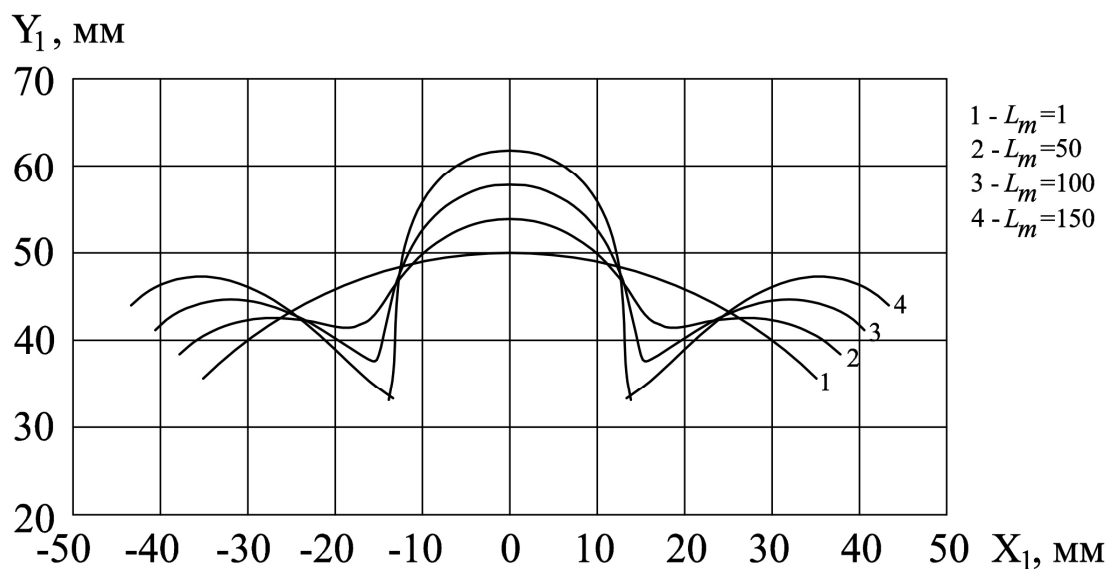


Рисунок 3.5 – Профили зубьев жесткого колеса для начальных условий:  
 $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $c = 0,5$

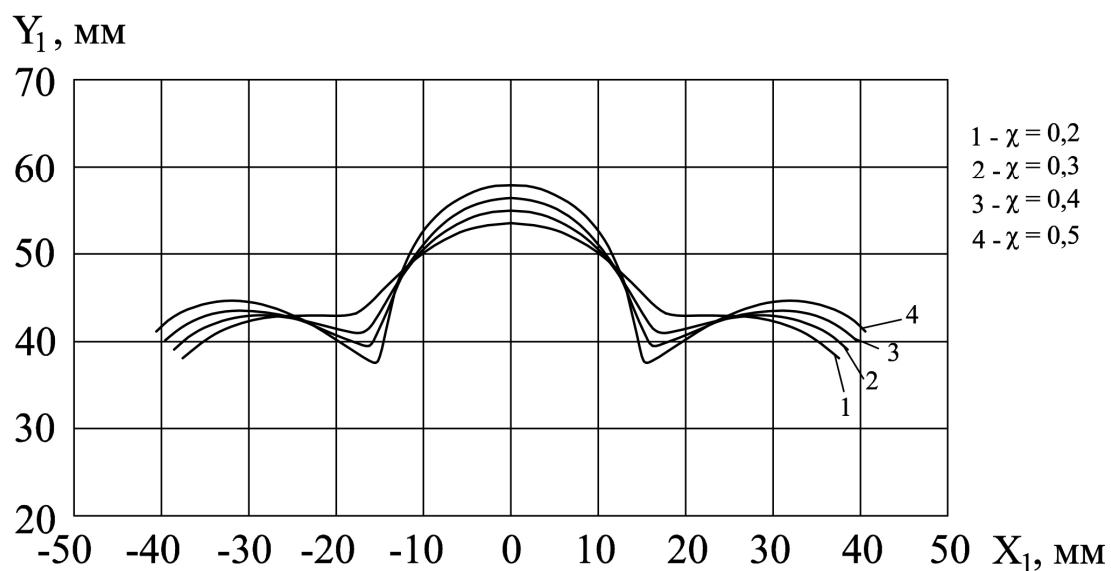


Рисунок 3.6 – Профили зубьев жесткого колеса для начальных условий:  
 $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм

Введем для волновой цепной передачи понятие высоты зуба. Делаем допущение, что профиль пальца в сечении, перпендикулярном оси волновой цепной передачи, остается круглым и равным радиусу пальца  $r$ , тогда согласно рисунку 3.7 высота зуба жесткого колеса

$$w_k = w, \quad (3.7)$$

где  $w$  есть разница между максимальным  $y_{2M_1}$  и минимальным  $y_{2M_2}$  значением ординаты точки  $M$ , принадлежащей траектории движения оси пальца при фиксированном значении параметра  $L_m$

$$w = y_{2M_1} - y_{2M_2}. \quad (3.8)$$

Для направляющего диска высоту профиля запишем в виде (рисунок 3.8)

$$w_s = w + 2r. \quad (3.9)$$

На рисунке 3.9 *а* показаны профили отверстий направляющего диска для фиксированного значения амплитуды  $c$ , а на рисунке 3.9 *б* для фиксированного значения параметра  $L_m$ . Как видно из графиков, форма отверстий является всегда вогнутой.

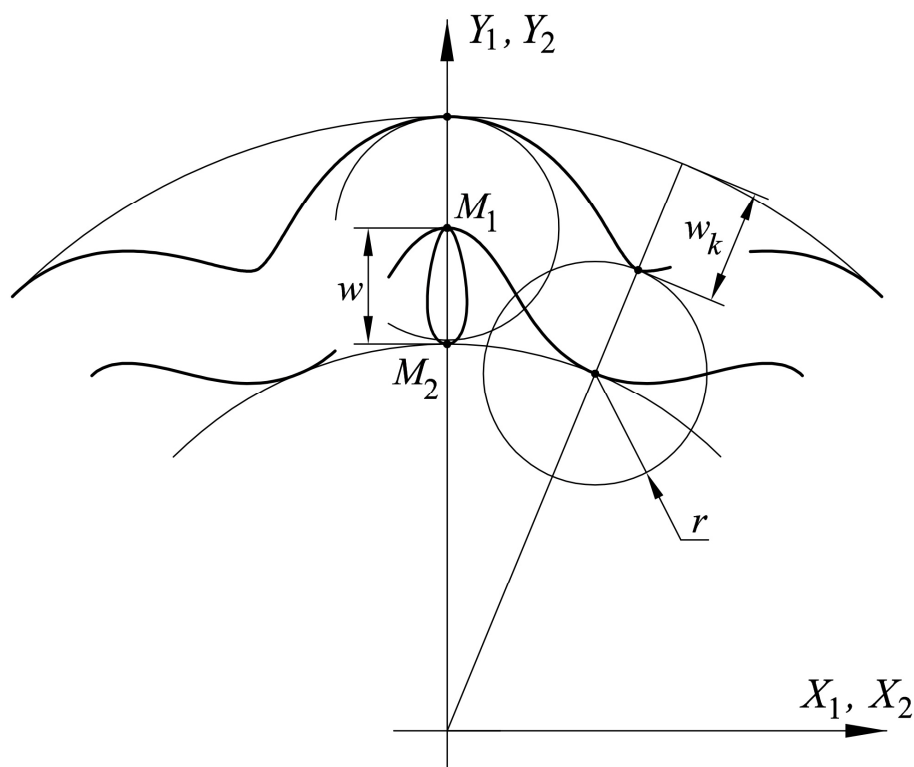


Рисунок 3.7 – Схема для определения высоты зуба жесткого колеса

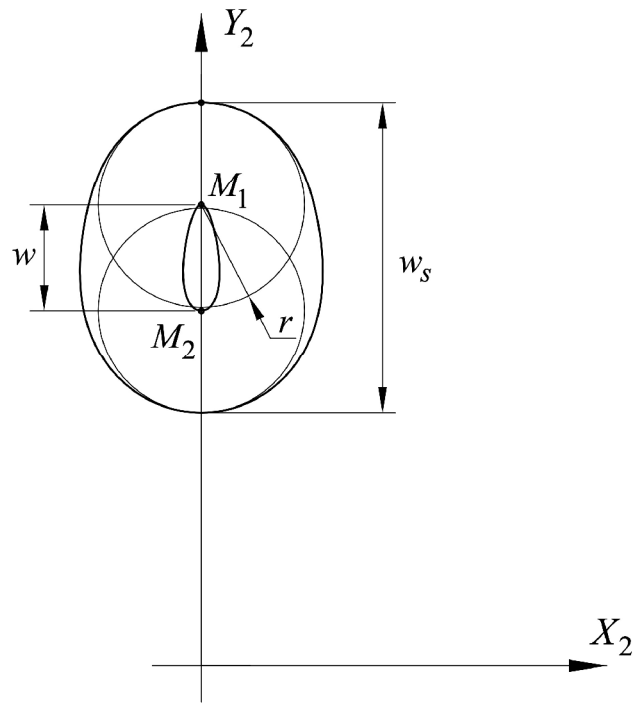


Рисунок 3.8 – Схема для определения высоты профиля отверстия направляющего диска

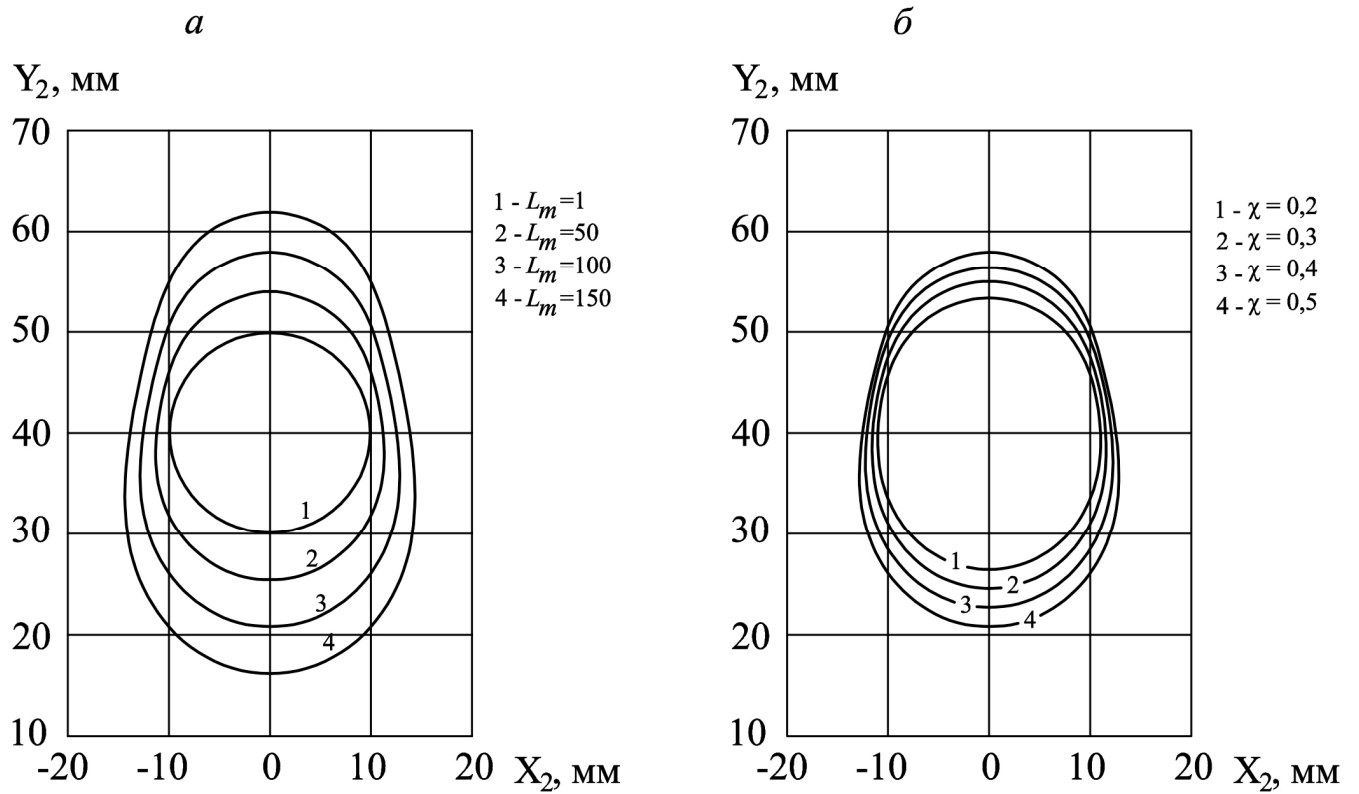


Рисунок 3.9 – Профили отверстий направляющего диска ( $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм): а – для фиксированного значения  $c = 0,5$ ; б – для фиксированного значения  $L_m = 100$  мм

Для высоты профиля отверстия направляющего диска наблюдаются те же зависимости, что и для высоты зуба жесткого колеса, то есть от амплитуды и параметра  $L_m$ . Это обусловлено зависимостью высот зубьев и профилей отверстий от единого параметра  $w$ . Таким образом,  $w$  может служить характеристикой высот зубьев жесткого колеса и профилей отверстий направляющего диска. Так, на рисунке 3.10 показана зависимость  $w$  от параметра  $L_m$ . Эта зависимость линейна. Зависимость  $w$  от амплитуды  $c$  также линейна, что видно на графике изображенном на рисунке 3.11. Варьируя параметрами  $c$  и  $L_m$ , можно получать одинаковые значения  $w$ . На графике, изображенном на рисунке 3.12, показаны линии соответствующие одинаковым уровням  $w$  для различных сочетаний  $c$  и  $L_m$ .

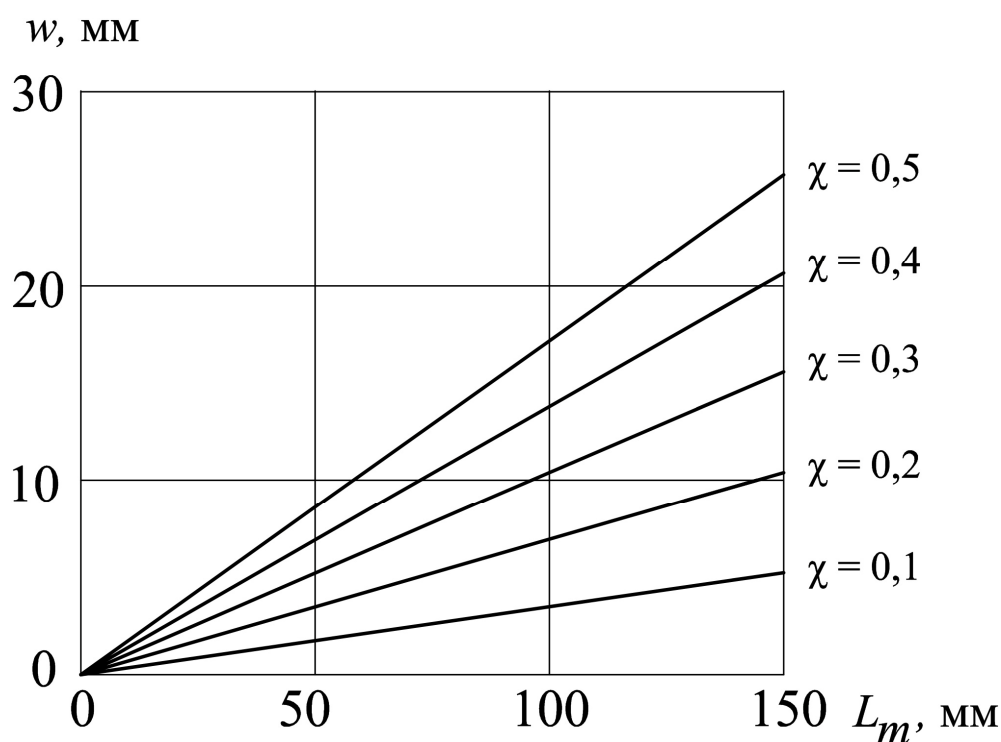


Рисунок 3.10 – Зависимость  $w$  от параметра  $L_m$  для начальных условий:  
 $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм

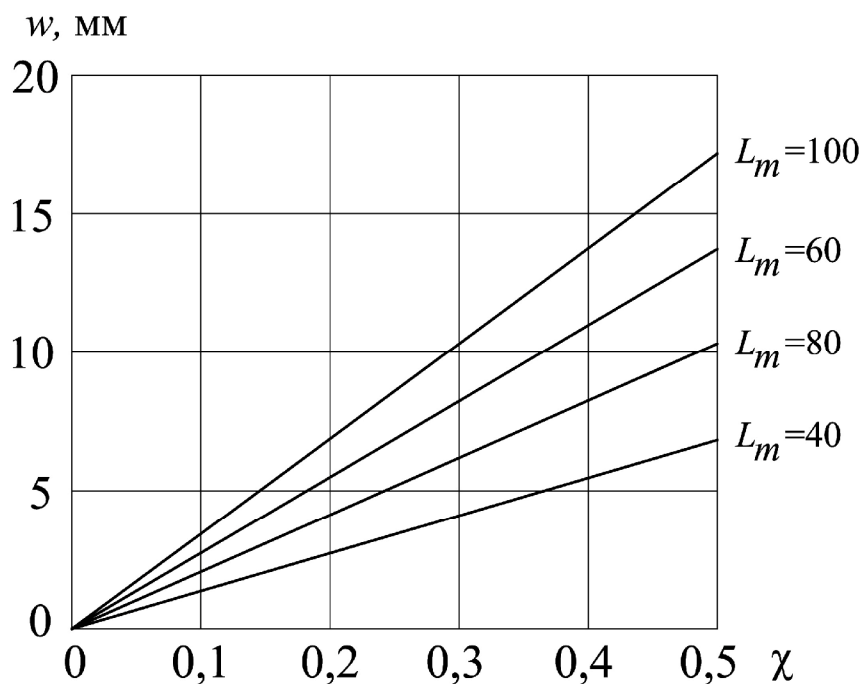


Рисунок 3.11 – Зависимость  $w$  от амплитуды  $\chi$  для начальных условий:  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм

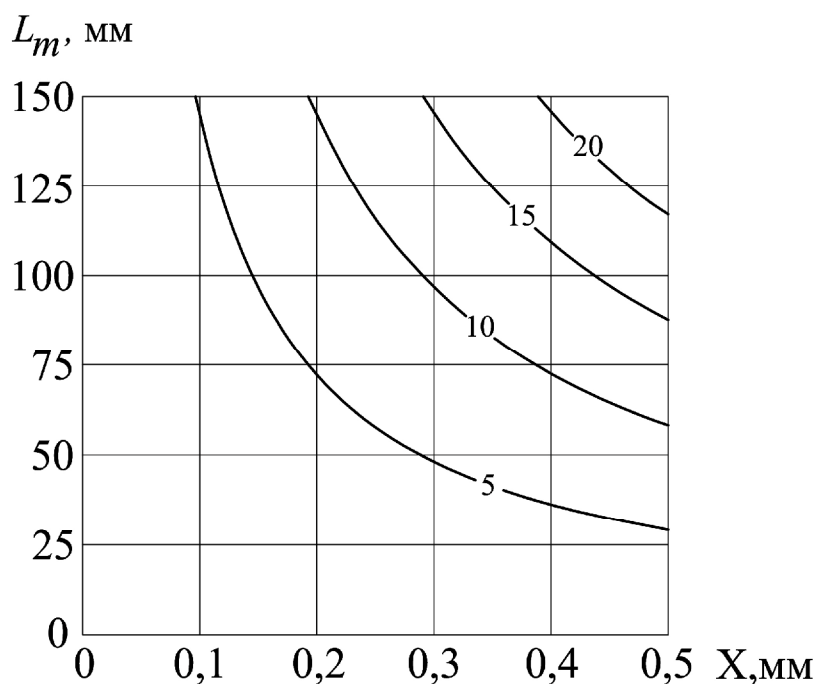


Рисунок 3.12 – Зависимость  $w$  от амплитуды и параметра  $L_m$  для начальных условий:  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм

Поверхность генератора меняется с изменением амплитуды и значения  $L_m$ . Поверхность генератора может иметь как выпуклые так и вогнутые места (рисунок 3.13). С увеличением значения параметра  $L_m$ , на поверхности генератора по-

являются вогнутые участки. Чем больше амплитуда, тем вогнутые участки появляются при меньшем значении параметра  $L_m$ . Поверхность генератора по возможности должна быть выпуклой, так как в противном случае, пальцы на генераторе могут занимать неоднозначные положения, отрываясь от него на вогнутом участке. При наличии вогнутых участков генератора необходимо обеспечить принудительное прижатие пальцев к рабочей поверхности генератора. Можно утверждать, что сечение генератора будет вогнутым, если скорость точки  $M$  вдоль оси  $X$  системы координат  $XYZ$  может принимать отрицательные значения для интервала времени  $0 \leq t \leq p$  (рисунок 3.14). Тогда условие выпуклости профиля генератора запишем

$$V_x = \frac{dx_M}{dt} \geq 0, \quad \ddot{y} \geq 0 \quad (3.10)$$

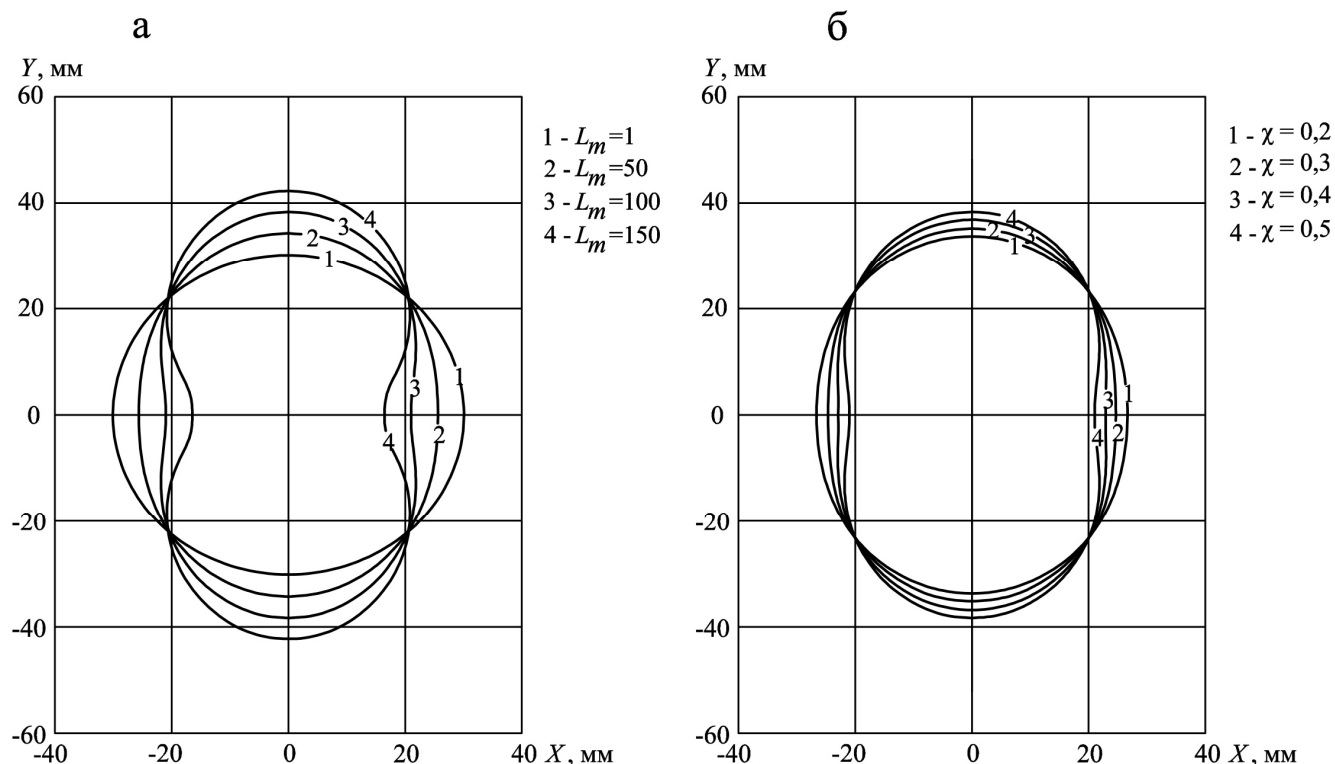


Рисунок 3.13 – Профили генератора ( $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм): а) для фиксированного значения  $c = 0,5$ ; б) для фиксированного значения  $L_m = 100$  мм

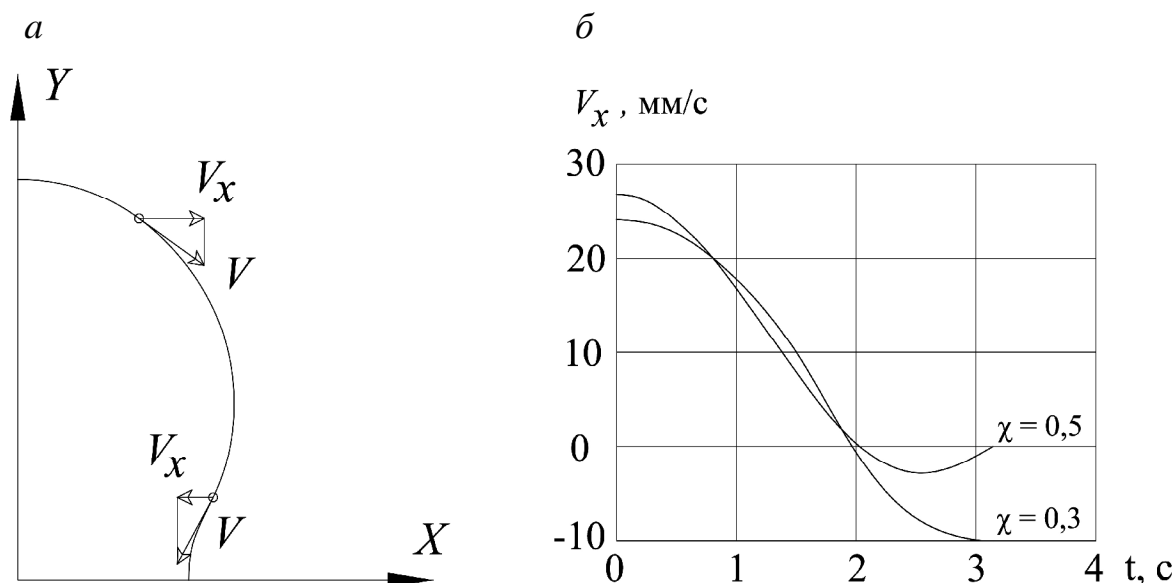


Рисунок 3.14 – Схема для определения условия выпуклости генератора (а), графики изменения скорости  $V_x$  от времени для начальных условий  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 10$  мм;  $L = 100$  мм (б)

### 3.2 Режимы работы элементов волновой цепной передачи

Рассмотрим режимы работы волновой цепной передачи. Для более наглядного понимания сути работы зацеплений волновой цепной передачи рассмотрим модель в которой значение  $L$  стремиться к бесконечности, а значения параметров  $L_m$  для генератора, жесткого колеса и направляющего диска находятся в непосредственной близости к величине  $L$ . Таким образом, мы получаем аналог плоской волновой цепной передачи. В работе пальцев при зацеплении с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска можно выделить рабочий режим и холостой режим. Пусть генератор вращается против часовой стрелки, тогда в работе зубья жесткого колеса и отверстия направляющего диска будут участвовать только половинами своих профилей (рисунок 3.15).

На рисунке рабочие профили генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска изображены жирными линиями. Углы зацеплений пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска и угол обхвата генератора цепью совпадают и равны  $l = p/2$ . Передача движения осуще-



ствляется от генератора к направляющему диску при неподвижном жестком колесе и от генератора к жесткому колесу при неподвижном направляющим диске.

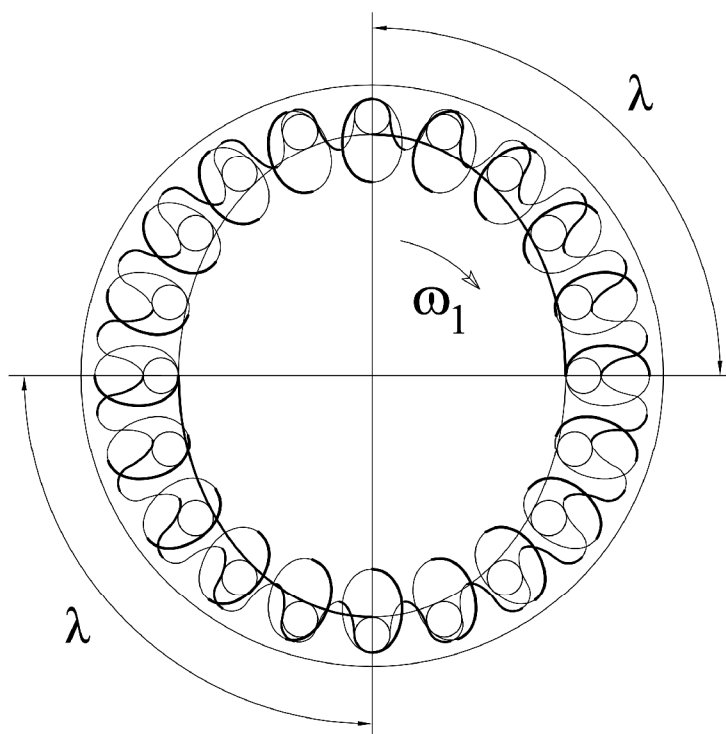


Рисунок 3.15 – Режимы работы волновой цепной передачи

Передача усилий происходит через пальцы цилиндрической формы. На рисунке 3.16 *а* изображена схема усилий, действующих на палец. Силы действующие на палец (без учета сил трения) сходятся в центре поперечного сечения пальца и направлены по нормали к профилям генератора, зуба жесткого колеса и отверстия направляющего диска. Силы без учета трения показаны на рисунке жирными стрелками. На рисунке 3.16 *б* показан план сил, построенный без учета сил трения. При учете трения направления сил следует отклонять на угол трения  $\chi$  в сторону противоположную относительной скорости скольжения пальца о генератор, зубья жесткого колеса и отверстия направляющего диска. Поэтому план сил примет вид показанный на рисунке 3.16 *в*. При определенном сочетании углов между нормальными в точках контакта пальца с генератором и зубом жесткого колеса, а также при достаточно больших углах трения между генератором и пальцем  $\chi_h$  и между пальцем и зубом жесткого колеса  $\chi_k$ , возможно заклинивание пальца между генератором и колесом (рисунок 3.16 *д*). Заклинивание будет происходить

если угол  $m$  между векторами  $F_h$  и  $F_k$  больше или равен  $\rho$ . Тогда условие отсутствия заклинивания можно записать как

$$m < \rho. \quad (3.11)$$

Участками профиля зуба жесткого колеса, в которых условие (3.11) не выполняется, т.е. происходит заклинивание, являются вершины зубьев и впадины между зубьями. На рисунке 3.17 показан профиль зуба жесткого колеса. Заклинивание происходит в зонах  $P_1P_2$  и  $P_3P_4$ . В точках  $P_2$  и  $P_3$  имеет место равенство  $m = \rho$ , поэтому является целесообразным эти участки, в которых происходит заклинивание, исключить из работы путем фланкирования вершин зубьев поверхностью вращения с текущим радиусом  $R_a$ , а впадины между зубьями углубить, оформив их переходной поверхностью (рисунок 3.17).

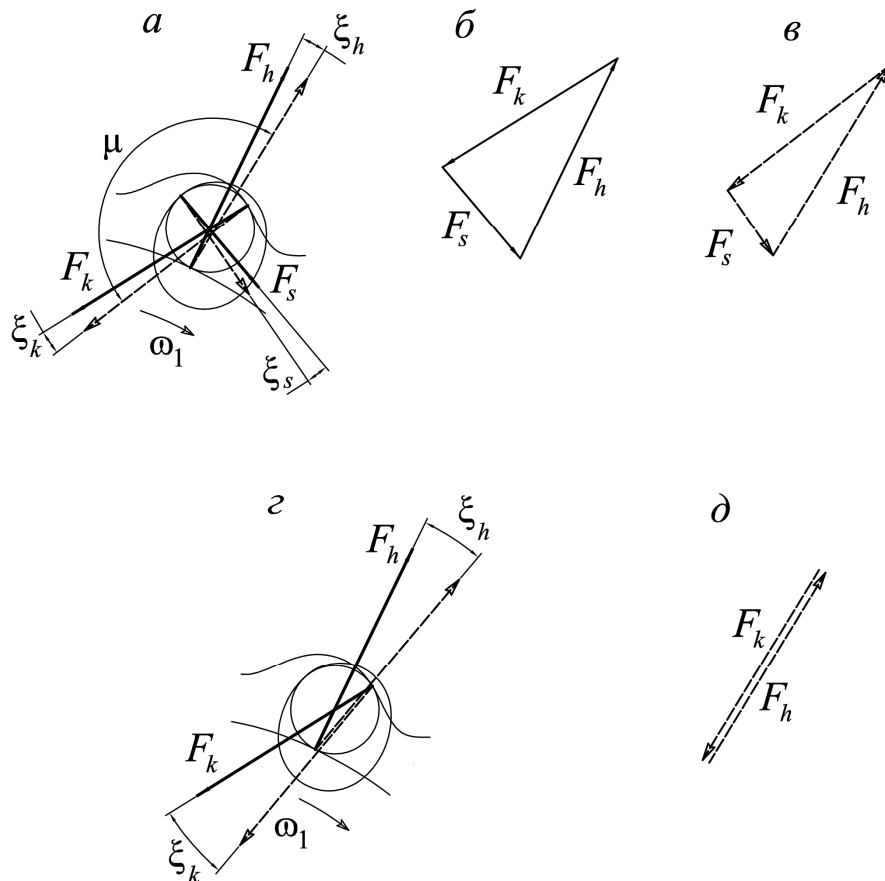


Рисунок 3.16 – Силы действующие на палец во время рабочего режима: а – расчетная схема; б – план сил без учета трения; в – план сил с учетом трения; г – схема для случая заклинивания пальца; д – план сил при заклинивании пальца

Необходимо заметить, что фланкирование вершин зубьев возможно не по причине заклинивания пальцев, а потому что поверхность зуба является самопересекающейся.

Места отверстий направляющего диска наиболее удаленные в радиальном направлении от оси волновой цепной передачи во время рабочего режима также подвержены заклиниванию, но при условии, что  $x_s > x_h$  (рисунок 3.18). Если  $x_s = x_h$ , то заклинивание не наступает.

Во время режима холостого хода, пальцы скользят по нерабочим профилям генератора, зубьям жесткого колеса и отверстиям направляющего диска в сужающемся клиновом зазоре между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Во время этого движение возможно заклинивание пальца между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска, как показано на рисунке 3.19 а. Поэтому, при невыполнении условия (3.11), необходимо обеспечить зазор между зубом жесткого колеса и пальцем, путем углового смещения разноименных сторон профиля (рисунок 3.19 б). Это приводит к тому, что впадина между зубьями становится шире, а толщина зуба уменьшается.

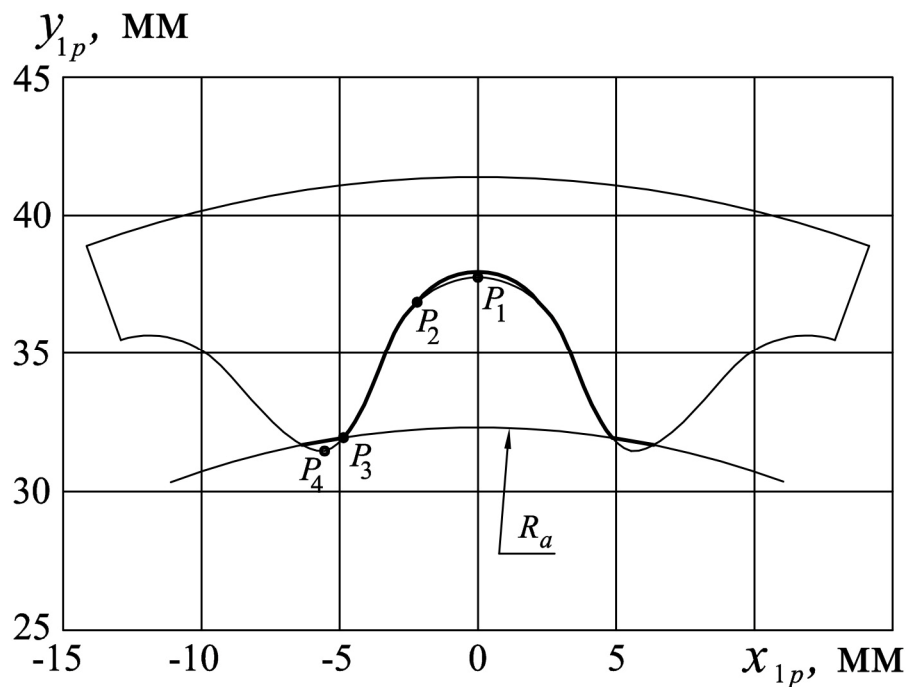


Рисунок 3.17 – Профиль жесткого колеса ( $i_{hs}^k = -8$ ;  $c = 0,12$ ;  $p = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $r = 3$  мм;  $L = 50$  мм;  $x_k = x_h = 15^\circ$ ;  $L_m = 43$  мм)

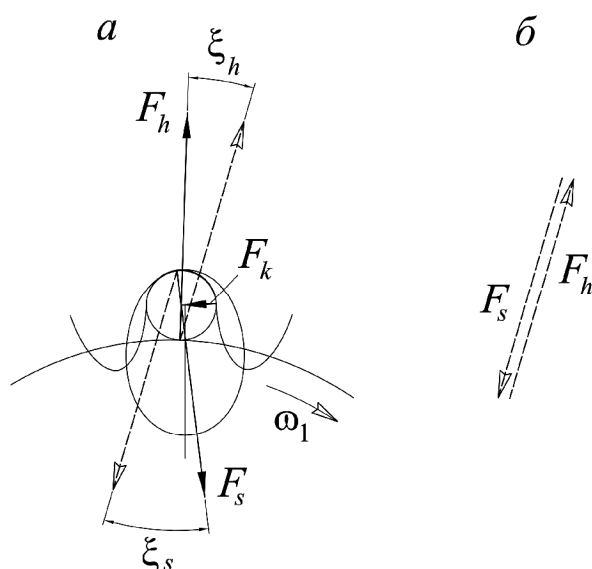


Рисунок 3.18 – Заклинивание пальца между генератором и отверстием направляющего диска во время рабочего режима: а – расчетная схема; б – план сил

Однозначность движения пальца при отсутствии его контакта с зубом жесткого колеса достигается за счет пластин. Пластины также задают однозначность движения пальца при отсутствии его контакта с отверстием направляющего диска. Если не задавать нужной траектории пальцам во время холостого режима, то пальцы могут занимать любое положение в зазорах, что будет вызывать вход пальцев в зацепление с зубьями жесткого колеса с ударами. Этим объясняется наличие пластин. Таким образом, наличие пластин обеспечивает работоспособность волновой цепной передачи во время холостого режима. Во время рабочего режима пластины на работу передачи не должны влиять.

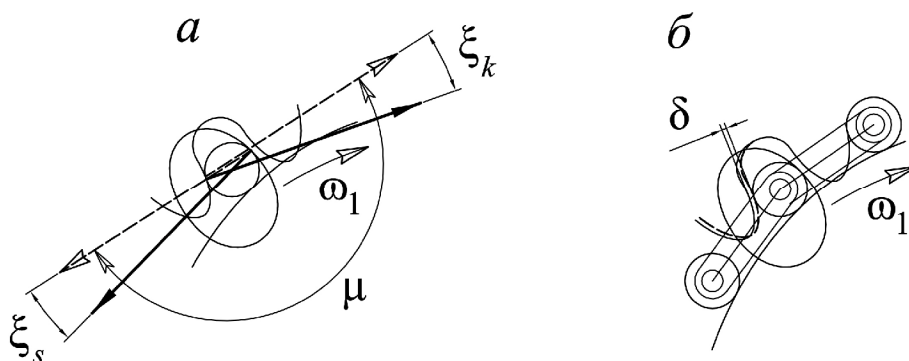


Рисунок 3.19 – Холостой режим при выходе пальцев из зацепления с зубьями жесткого колеса: а – схема; б – боковой зазор между пальцем и зубом жесткого колеса

Рассмотрим условие заклинивание волновой цепной передачи при конечном значении  $L$  и  $L_m$ , для пространственного зацепления (рисунок 3.20). Силы, действующие на палец, будем прикладывать в середине ширины генератора, жесткого колеса и направляющего диска и обозначим соответственно  $\bar{F}_h$ ,  $\bar{F}_k$  и  $\bar{F}_s$ . Расстояние от точек приложения сил до центра сферического шарнира обозначим соответственно для генератора, жесткого колеса и направляющего диска  $L_m^h$ ,  $L_m^k$  и  $L_m^s$ . Тогда точки, в которых будут приложены силы  $P_h$ ,  $P_k$ ,  $P_s$ , определим по выражениям (3.6). При отсутствии трения силы  $\bar{F}_h$ ,  $\bar{F}_k$  и  $\bar{F}_s$  совпадали бы с соответствующими нормальными к поверхностям генератора, зубьев жесткого колеса и отверстиям направляющего диска ( $\bar{N}_h$ ,  $\bar{N}_k$  и  $\bar{N}_s$ ). При наличии трения силы  $\bar{F}_h$ ,  $\bar{F}_k$  и  $\bar{F}_s$  отклоняются на углы трения  $\chi_h$ ,  $\chi_k$  и  $\chi_s$  в плоскостях, в которых расположены соответствующие вектора нормалей  $\bar{N}_h$ ,  $\bar{N}_k$ ,  $\bar{N}_s$  и скоростей скольжения  $\bar{v}_h$ ,  $\bar{v}_k$ ,  $\bar{v}_s$ , приложенных в точках  $P_h$ ,  $P_k$ ,  $P_s$  в стороны противоположные скоростям скольжения.

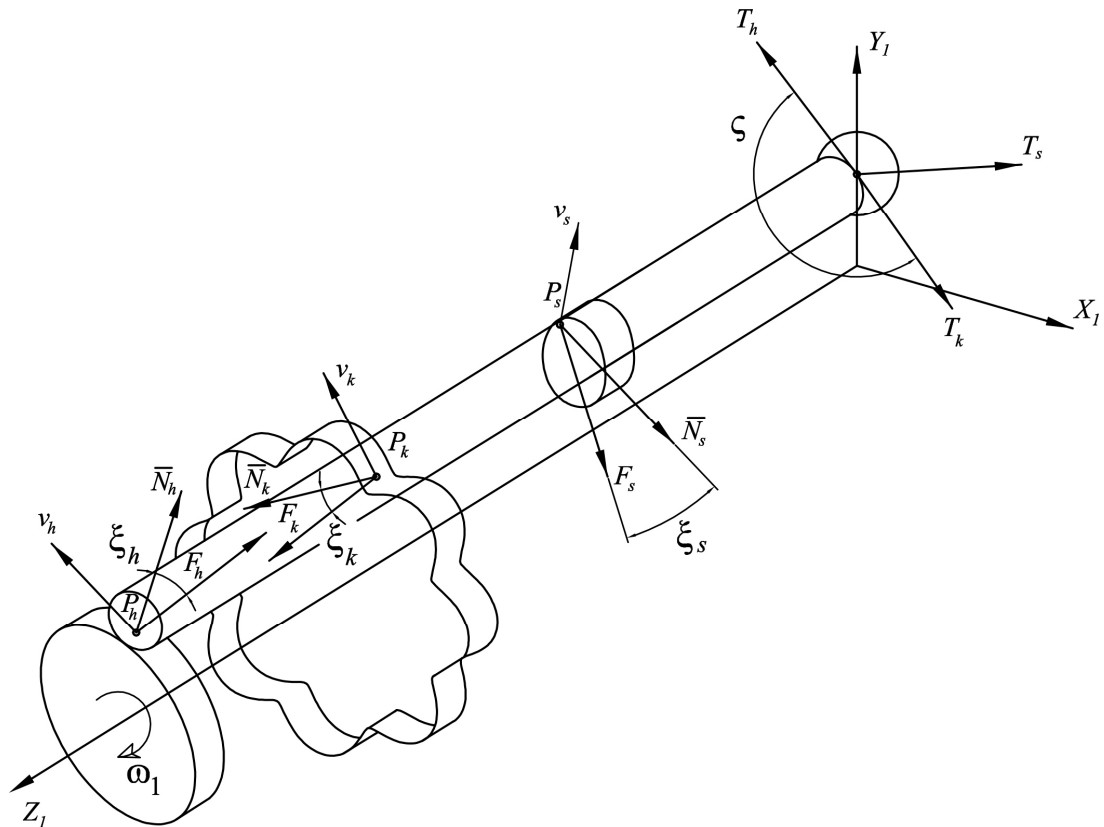


Рисунок 3.20 – Силы, моменты и углы трения для пространственной волновой цепной передачи

Запишем условие равновесия пальца как сумму моментов относительно центра сферического шарнира  $C$

$$\overset{\circ}{\mathbf{a}} \bar{T}_c = \bar{T}_h + \bar{T}_k + \bar{T}_s = 0. \quad (3.12)$$

Моменты  $\bar{T}_h$ ,  $\bar{T}_k$ ,  $\bar{T}_s$  представляют собой вектора, определяемые как моменты сил  $\bar{F}_h$ ,  $\bar{F}_k$  и  $\bar{F}_s$  относительно полюса  $C$  и определяются выражением

$$\bar{T} = \overline{CP} \times \bar{F}, \quad (3.13)$$

где  $\overline{CP}$  – радиус вектор приложения силы  $\bar{F}$  относительно полюса  $C$ . Заклинивание пальца будет происходить между генератором и зубом жесткого колеса в случае если угол  $V$  между векторами моментов  $\bar{T}_h$  и  $\bar{T}_k$  больше или равен  $\rho$

$$\exists \bar{T}_h \bar{T}_k \geq \rho. \quad (3.14)$$

Аналогично, заклинивание пальца между генератором и отверстием направляющего диска будет происходить если

$$\exists \bar{T}_h \bar{T}_s \geq \rho, \quad (3.15)$$

а заклинивание пальца между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска

$$\exists \bar{T}_k \bar{T}_s \geq \rho. \quad (3.16)$$

Для пространственной волновой цепной передачи справедливы все те рассуждения которые были применены при изучении условий отсутствия заклинивания при плоском зацеплении. Вместо угла  $m$  между направлением сил, необходимо оперировать углом  $V$  между направлением векторов моментов. Особенностью также является то, что выбирая различные сочетания значений  $L_m^h$ ,  $L_m^k$  и  $L_m^s$ , можно изменять профили генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, меняя тем самым взаимное расположение нормалей  $\bar{N}_h$ ,  $\bar{N}_k$ ,  $\bar{N}_s$ , а соответственно и сил  $\bar{F}_h$ ,  $\bar{F}_k$  и  $\bar{F}_s$ .

При рассмотрении условий трения в зонах контакта пальцев с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска для определения возможности заклинивания волновой цепной передачи, было сделано предполо-

жение, что палец не вращается вокруг своей оси. С точки зрения расчета зацеплений по критерию полной гарантированной работоспособности волновой цепной передачи это предположение оправдано. Для более точной картины поведения пальца контактные условия его взаимодействия с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска требуют тщательного динамического анализа, который в рамки данной работы не входит.

### 3.3 Коэффициенты перекрытия волновой цепной передачи

Найдем поверхность зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. При фиксированном значении параметра  $t$  выражения (3.6) представляют собой контактную линию. Для получения поверхности зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса запишем выражения (3.6) в системе координат  $XYZ$ , связанной с генератором

$$\begin{aligned}
 x_{1e} &= x_{1P} \cos \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{1}{e^{i_{hk}}} + 1 \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} + y_{1P} \times \sin \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{1}{e^{i_{hk}}} + 1 \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \ddot{y} \\
 y_{1e} &= -x_{1P} \times \sin \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{1}{e^{i_{hk}}} + 1 \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} + y_{1P} \times \cos \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{1}{e^{i_{hk}}} + 1 \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \ddot{y} \\
 z_{1e} &= z_{1P}.
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

Поверхностью зацепления пальцев с отверстиями направляющего диска будет

$$\begin{aligned}
 x_{2e} &= x_{2P} \cos \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} - y_{2P} \times \sin \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \ddot{y} \\
 y_{2e} &= x_{2P} \times \sin \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} + y_{2P} \times \cos \frac{\alpha_w}{\epsilon} \frac{c}{2} \frac{\ddot{\theta}}{\ddot{\theta}} \ddot{y} \\
 z_{2e} &= z_{2P}.
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

На рисунках 3.21 и 3.22 показаны поверхности зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска соответственно.

Определим коэффициент перекрытия, который характеризует среднее число пальцев, находящихся в зацеплении с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска соответственно. В виду того, что рассматриваемые зацепления являются пространственными, коэффициент перекрытия следует рассматривать для различных значений параметра  $L_m$ .

Коэффициент перекрытия  $\epsilon$  для фиксированного значения параметра  $L_m$  можно определить как

$$\epsilon = \frac{l}{p} 100 \%, \quad (3.19)$$

где  $l$  – угол зацепления, т.е. угол поворота колеса при условии обеспечения контакта пальцев цепи с зубьями жесткого колеса для одной волны деформации.

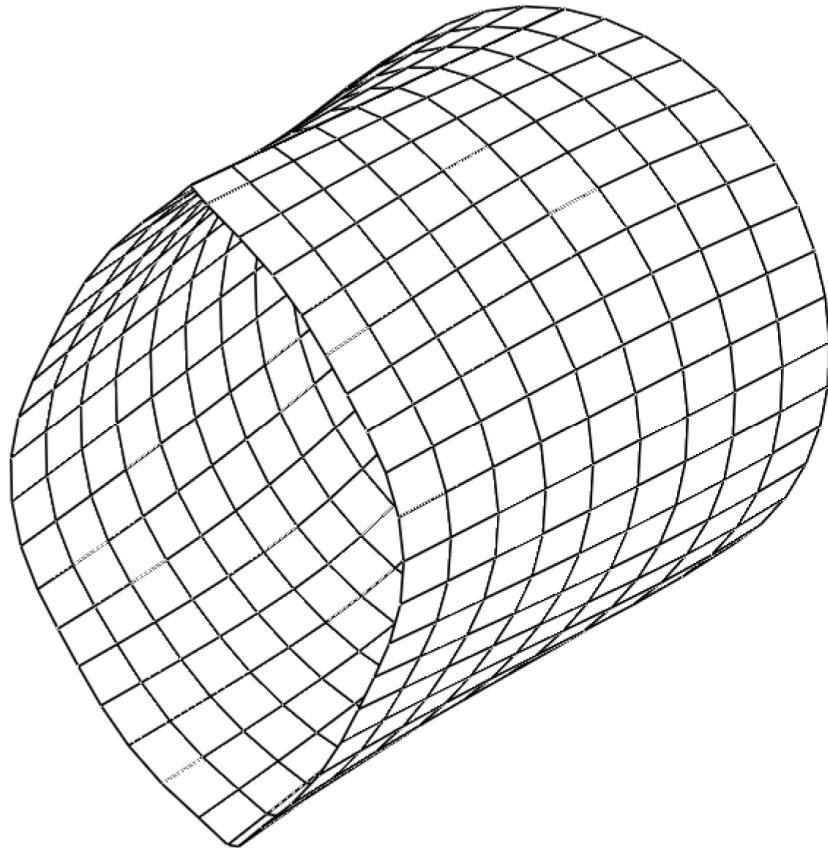


Рисунок 3.21 – Поверхность зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса



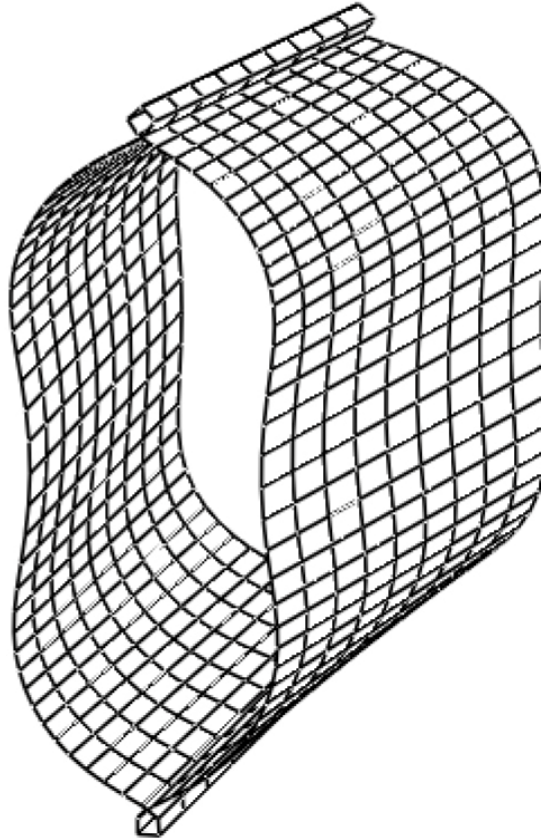


Рисунок 3.22 – Поверхность зацепления пальцев с отверстиями направляющего диска

На угле зацепления  $\angle$  должны быть задействованы только рабочие участки профилей зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска  $P_2P_3$  (см. рисунок 3.17), т. е. выполнялось условие отсутствия заклинивания. Для определения коэффициентов перекрытия для фиксированного значения параметра  $L_m$  необходимо найти интервал параметра  $t$  в котором выполняется условие отсутствия заклинивания. Крайние значения интервала параметра  $t$  определяем численным методом, так как явно эти параметры для условия (3.14) и (3.15) не выражаются. Используя выражения (3.17), (3.18), находим значения координат точек  $P_2$  и  $P_3$ , соответствующих началу и концу интервалов  $P_2P_3$  для жесткого колеса и направляющего диска соответственно. Тогда угол  $\angle$  находим как угол между двумя векторами  $\overline{OP_2}$  и  $\overline{OP_3}$  (рисунок 3.23)

$$l = \arccos \frac{\overline{OP_2} \times \overline{OP_3}}{|\overline{OP_2}| |\overline{OP_3}|} \quad (3.20)$$

Коэффициент перекрытия зависит от формы зубьев, а также от коэффициента трения  $f_T$ . На рисунке 3.24 показан график зависимости коэффициентов перекрытия от амплитуды колебаний  $c$  для зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска для начальных условий:  $p = 40$ ;  $n_c = 6$ ;  $r = 5$ ;  $L_m = L$ .

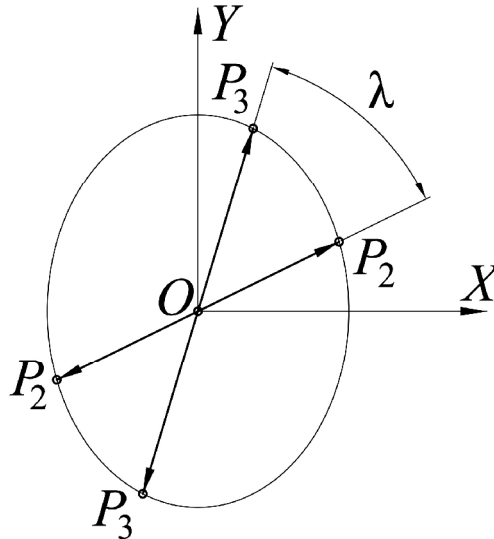


Рисунок 3.23 – Схема для определения угла зацепления

Зададим в расчетах коэффициент трения  $f_T = 0,1$  при использовании жидких масел, а также пластичных смазочных материалов [57, 86].

Как видно из графика (рисунок 3.24), для жесткого колеса коэффициент перекрытия  $e$  увеличивается с ростом амплитуды и для приемлемого для конструкции интервала амплитуд при  $i = -6$  и  $c = 0,2 \dots 0,4$ , лежит в интервале  $e = 45 \dots 48,5$  %. Для направляющего диска коэффициент перекрытия не меняется и составляет  $e = 50$  %.

На рисунке 3.25 приведены графики зависимостей коэффициентов перекрытия для жесткого колеса (нижний график) и направляющего диска (верхний график) при изменяющемся соотношении  $L_m/L$ . Как видно из графика, для жесткого колеса коэффициент перекрытия уменьшается с уменьшением  $L_m/L$ , а для направляющего диска остается постоянным  $e = 50$  %.

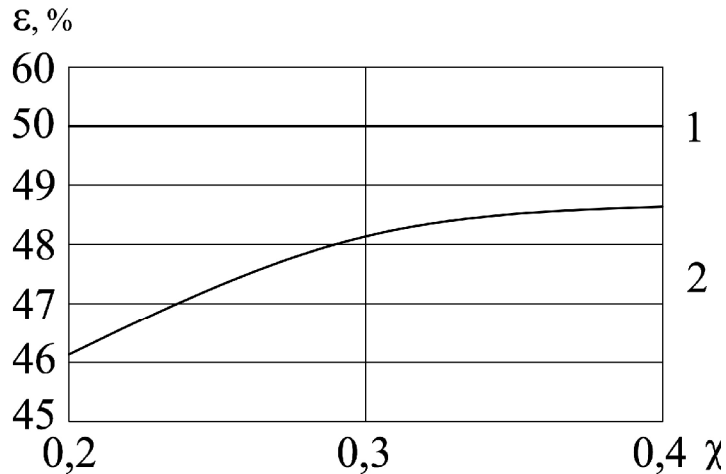


Рисунок 3.24 – Зависимость коэффициентов перекрытия от амплитуды  $c$  ( $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 5$  мм;  $L_m = L = 100$  мм;  $f_T = 0,1$ ): 1 – для направляющего диска; 2 – для жесткого колеса

Характер зависимостей коэффициентов перекрытия  $\varepsilon$  от амплитуды и от величины соотношения  $L_m/L$  сохраняется и для других передаточных отношений волновой цепной передачи.

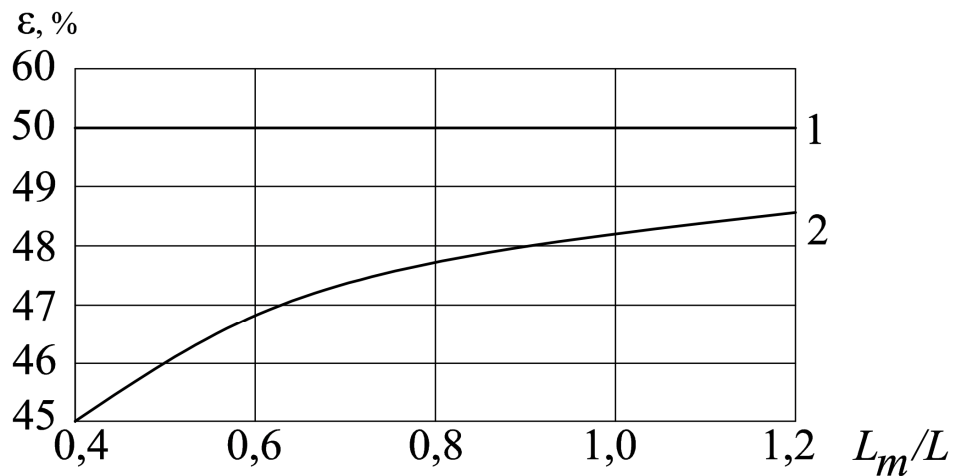


Рисунок 3.25 – Зависимость коэффициентов перекрытия от соотношения параметров  $L_m$  и  $L$  ( $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $r = 5$  мм;  $f_T = 0,1$ ;  $c = 0,3$ ): 1 – для направляющего диска; 2 – для жесткого колеса

### 3.4 Скорости скольжения в волновой цепной передаче

Оценим скорости скольжения в контакте пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска сделав следующие допуще-

ния. Первое допущение заключается в том, что палец не вращается вокруг своей оси. Второе допущение предполагает игнорирование перекатывания пальцев по поверхности генератора, зубьям жесткого колеса и отверстиям направляющего диска. Такой случай является самым неблагоприятным с точки зрения потерь на трение. Тогда скорость скольжения пальца о генератор, зубья жесткого колеса и отверстия направляющего диска можно определить как скорости перемещения точек контакта  $P$  в соответствующих системах координат. Продифференцировав выражения (3.6) по времени, найдем координаты соответствующих скоростей скольжения в контакте пальцев с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска

$$\begin{aligned} x_v &= \frac{dY_x(t, L_m)}{dt}, \ddot{y} \\ y_v &= \frac{dY_y(t, L_m)}{dt}, \ddot{y} \\ z_v &= \frac{dY_z(t, L_m)}{dt}, \ddot{y} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Абсолютное значение вектора скорости скольжения в зацеплении

$$V = \sqrt{x_v^2 + y_v^2 + z_v^2}. \quad (3.22)$$

Графики зависимостей  $V$  от времени, для контакта пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска имеют вид показанный на рисунке 3.26. На графике скорости скольжения для контакта пальца с зубом жесткого колеса наблюдаются пики, которые соответствуют положению пальца во впадине зуба жесткого колеса. Этот участок исключается из работы путем углубления впадины для исключения заклинивания пальца между генератором и зубом жесткого колеса. Поэтому острие пики можно фланкировать "срезать" путем выполнения углубленной впадины зуба. Формирование впадины можно проводить исходя из условия минимизации скорости скольжения в зацеплении. На графике изображенном на рисунке 3.26 б выбираем точку, соответствующую времени  $t_1$ , которая также будет соответствовать переходу рабочего профиля во впадину. На графике зависимости скорости скольжения от времени

(рисунок 3.26 в) при контакте пальца с отверстиями направляющего диска также наблюдаются пики, но максимальные скорости скольжения ниже чем при контакте пальца с зубьями жесткого колеса.

Скорости скольжения можно также снизить путем модификации отверстий направляющего диска, исключая контакт пальца с поверхностью отверстий в местах с максимальной скоростью скольжения. На графике, изображенном на рисунке 3.26 в, показаны точки 1, 2, 3, 4 соответствующие по времени точкам  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$  на профиле отверстия направляющего диска (рисунок 3. 27).

Для критерия, ограничивающего максимальные скорости скольжения можно определить коэффициент перекрытия по той же методике, что и для критерия отсутствия заклинивания волновой цепной передачи. В этом случае, определение зон заклинивания является обязательным условием для синтеза волновой цепной передачи и является проверочным при формировании впадин между зубьями жесткого колеса и отверстий направляющего диска.

Для обеспечения работы волновой цепной передачи пальцы должны всегда касаться генератора. Скорости скольжения пальцев в контакте с генератором превосходят скорости скольжения пальцев в контакте с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Уменьшить неблагоприятное влияние больших скоростей при контакте пальца с генератором можно путем установки на пальцы роликов, тем самым заменяя трение скольжения трением качения.

На графике, изображенном на рисунке 3.28 а, показаны зависимости максимальных скоростей скольжения от амплитуды  $c$  при постоянном значении  $L_m$ . На рисунке 3.28 б приведены зависимости скоростей скольжения от  $L_m$  при постоянном значении амплитуды  $c$ . Как видно из графиков, скорости скольжения увеличиваются с ростом амплитуды  $c$  и значения параметра  $L_m$ . Максимальные скорости скольжения в контакте пальцев с зубьями жесткого колеса растут интенсивней, чем максимальные скорости в контакте пальцев с генератором и отверстиями направляющего диска.

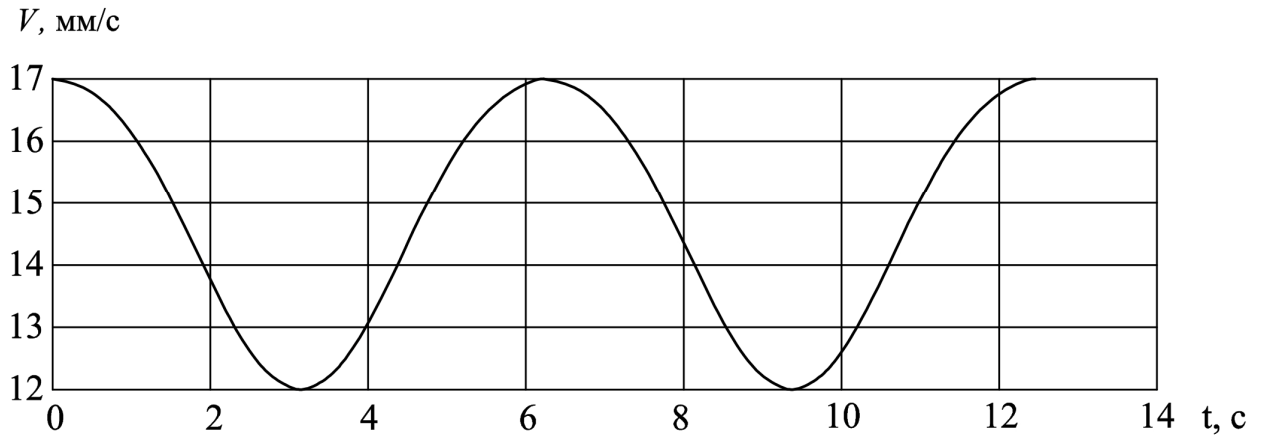
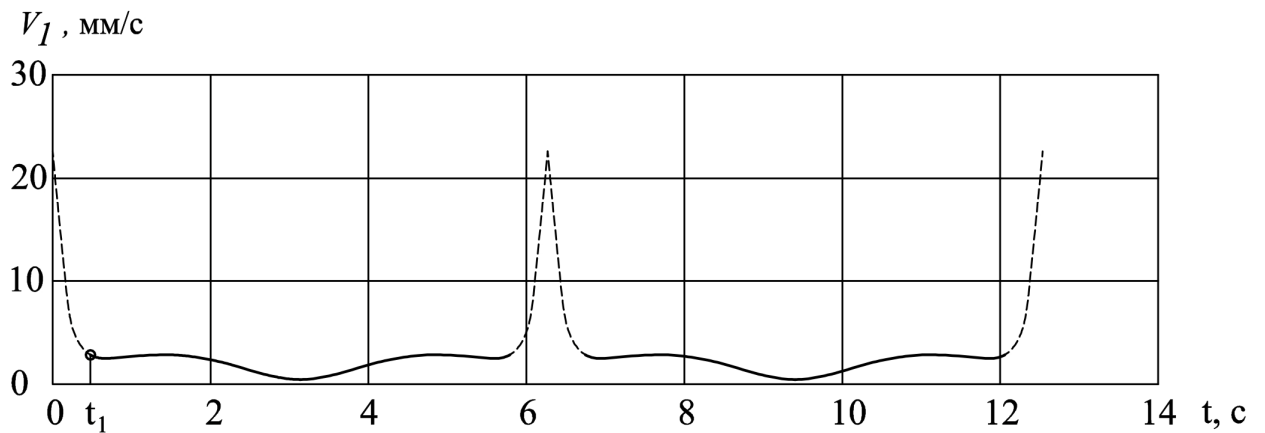
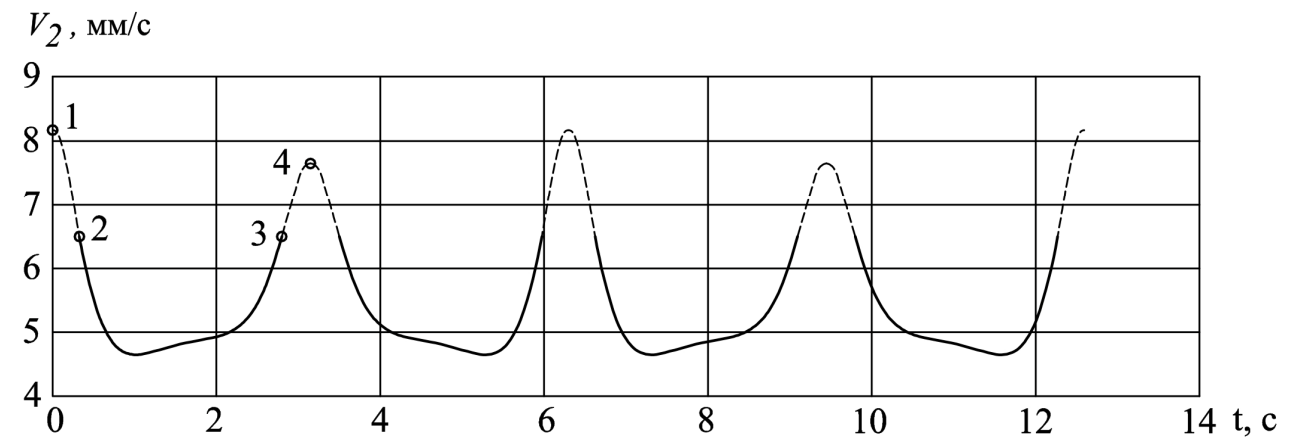
*a**б**в*

Рисунок 3.26 – Графики скоростей скольжения в точке контакта пальца с генератором (*a*), зубом жесткого колеса (*б*), отверстием направляющего диска (*в*): ( $i_{hs}^k = -8$ ;  $c = 0,12$ ;  $P = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $r = 3$  мм;  $L = L_m = 50$  мм;  $w_c = 1$  с<sup>-1</sup>)

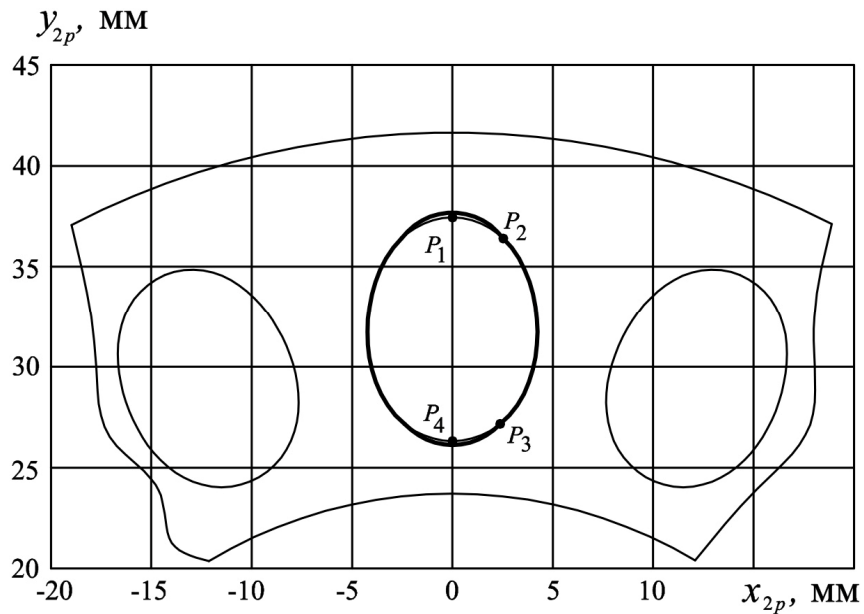


Рисунок 3.27 – Профиль отверстия направляющего диска ( $i_{hs}^k = -8$ ;  $c = 0,15$ ;  $p = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $r = 3$  мм;  $L = 50$  мм;  $L_m = 38$  мм)  
а

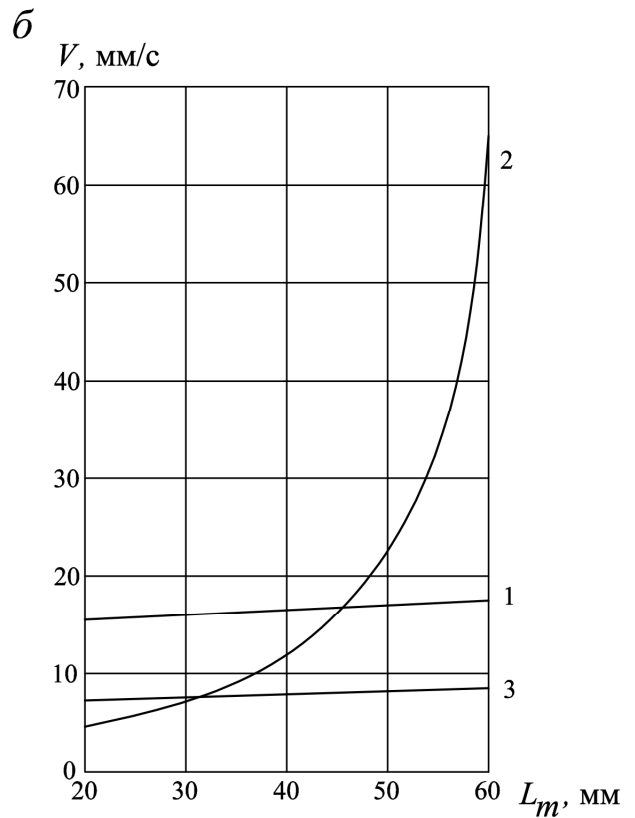
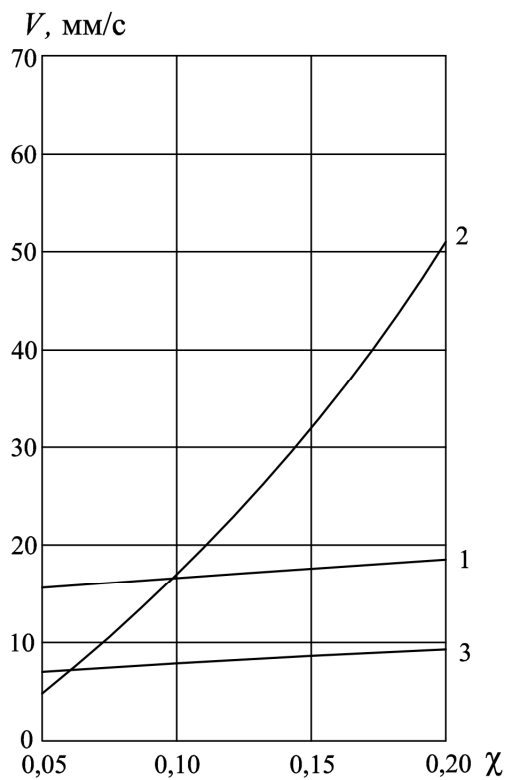


Рисунок 3.28 – Максимальные скорости скольжения ( $i_{hs}^k = -8$ ;  $p = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $r = 3$  мм;  $w_c = 1$  с<sup>-1</sup>); 1 – в контакте пальцев с генератором; 2 – в контакте пальцев с зубьями жесткого колеса; 3 – в контакте пальцев с отверстиями направляющего диска; а – при  $L_m = 50$  мм; б – при  $c = 0,12$

На рисунке 3.29 приведены графики максимальных скоростей скольжения в контакте пальцев с зубьями жесткого колеса, генератором и отверстиями направляющего диска для изменяющегося радиуса  $R_c$ , на котором расположены центры сферических опор пальцев. Наиболее низкие максимальные скорости скольжения наблюдаются для значения  $R_c$ , на котором шаг между сферическими опорами равен шагу цепи  $p$

$$R_c = \frac{p}{2 \sin \frac{p}{n_c}}. \quad (3.23)$$

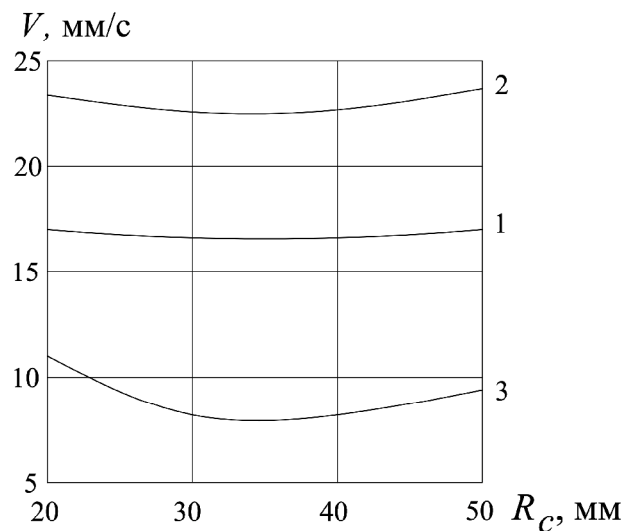


Рисунок 3.29 – Максимальные скорости скольжения в зависимости от  $R_c$  ( $L = L_m = 50$  мм;  $c = 0,12$ ;  $i_{hs}^k = -8$ ;  $p = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $r = 3$  мм;  $w_c = 1 c^{-1}$ ): 1 – в контакте пальцев с генератором; 2 – в контакте пальцев с зубьями жесткого колеса; 3 – в контакте пальцев с отверстиями направляющего диска

### 3.5 Выводы

1 Разработана методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, в основе которой лежат результаты математического моделирования движения пластин и пальцев цепи, обеспечивающая линейный контакт пальцев с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска.



2 Рабочая поверхность зуба жесткого колеса имеет как выпуклые, так и вогнутые участки, причем с увеличением амплитуды колебаний внутренних углов выпуклого многоугольника, построенного на центрах шарниров пластин цепи и с увеличением расстояния между жестким колесом и плоскостью, в которой расположены центры сферических опор пальцев, высота зуба увеличивается, вершина зуба приобретает остrokонечную форму и при определенных значениях амплитуды рабочая поверхность зуба становится самопересекающейся.

3 Рабочая поверхность отверстия направляющего диска имеет вогнутую форму.

4 Для предотвращения заклинивания пальцевой цепи с зубьями жесткого колеса последние должны иметь углубленные впадины между зубьями и фланкированные вершины.

5 Обеспечение бокового зазора между пальцами и зубьями жесткого колеса, полученного за счет относительного углового смещения противоположных рабочих поверхностей зубьев жесткого колеса, позволяет предотвратить заклинивания пальцев между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска в момент выхода пальцев из зацепления.

6 Предотвращение интерференции пальцев цепи при входе и выходе их из зацепления с зубьями жесткого колеса обеспечивается пластинами.

7 При взаимодействии пальцев цепи с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска имеют место пиковые значения скоростей скольжения, устранение которых достигается для зубьев жесткого колеса фланкированием вершин и углублением впадин между зубьями, а для отверстий направляющего диска путем исключения контакта пальца с поверхностью отверстий путем модифицирования профиля.

8 Волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, объединенных пластинами и имеющих дополнительную опору на опорном диске, обеспечивает коэффициенты перекрытия в зацеплении пальцев цепи с зубьями жесткого колеса - 45...48,5 % и отверстиями направляющего диска – 50 %.

## 4 СОЗДАНИЕ ВОЛНОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1 Конструктивное исполнение волновой цепной передачи

Рабочие поверхности генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска должны быть ограничены конструктивными параметрами волновой цепной передачи в направлении ее оси, совпадающей с соответствующими координатами  $Z$ , выбранных для расчета систем координат  $XYZ$ ,  $X_1Y_1Z_1$  и  $X_2Y_2Z_2$  (рисунок 4.1).

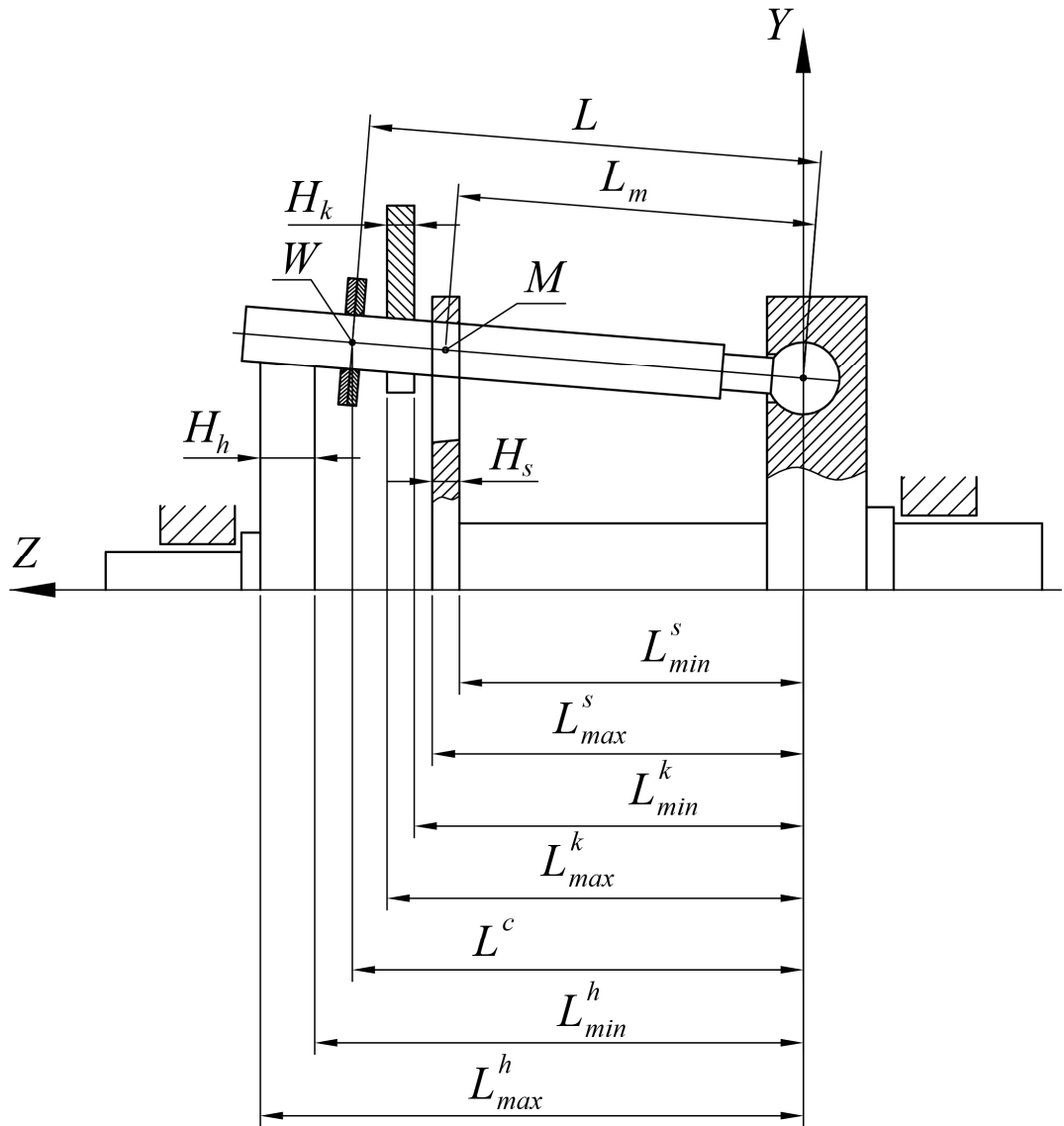


Рисунок 4.1 – Осевое положение элементов волновой цепной передачи

Рабочие поверхности генератора, жесткого колеса и отверстий направляющего диска получаются отсечением поверхностей, описываемых выражениями (3.6), двумя плоскостями  $P_1$  и  $P_2$ , параллельными соответствующим плоскостям  $XU$ ,  $X_1Y_1$ ,  $X_2Y_2$  и отстоящих от них на расстояниях  $L_{\max}$  и  $L_{\min}$ . Условимся, цепи, генератору, жесткому колесу и направляющему диску, приписывать соответствующие индексы  $c$ ,  $h$ ,  $k$  и  $s$  соответственно. Тогда ширину генератора можно определить как

$$H_h = L_{\max}^h - L_{\min}^h, \quad (4.1)$$

ширину жесткого колеса

$$H_k = L_{\max}^k - L_{\min}^k, \quad (4.2)$$

и ширину направляющего диска

$$H_s = L_{\max}^s - L_{\min}^s. \quad (4.3)$$

Как было показано в третьей главе, рабочие поверхности генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска представляют собой поверхности заданные параметрически. Параметрами являются  $t$  и  $L_m$ . При фиксированном значении  $L_m$  точка, принадлежащая поверхности, описывает пространственную кривую. В виду того, что углы на которые при своем движении отклоняется палец от оси передачи незначительны будем считать, что точка принадлежащая рабочей поверхности движется в плоскости, параллельной соответствующей плоскости  $XU$ ,  $X_1Y_1$  и  $X_2Y_2$  и отстоит от нее на расстоянии  $L_m$ . Такое допущение можно принимать только для предварительного расчета геометрических параметров волновой цепной передачи.

В зависимости от осевого расположения пластин, генератора, жесткого колеса и направляющего диска возможны следующие варианты исполнения волновых цепных передач, схемы которых показаны на рисунке 4.2.

Проанализируем варианты взаимного расположения пластин, генератора, жесткого колеса и направляющего диска, основываясь на результатах исследования полученных в третьем разделе настоящей работы.

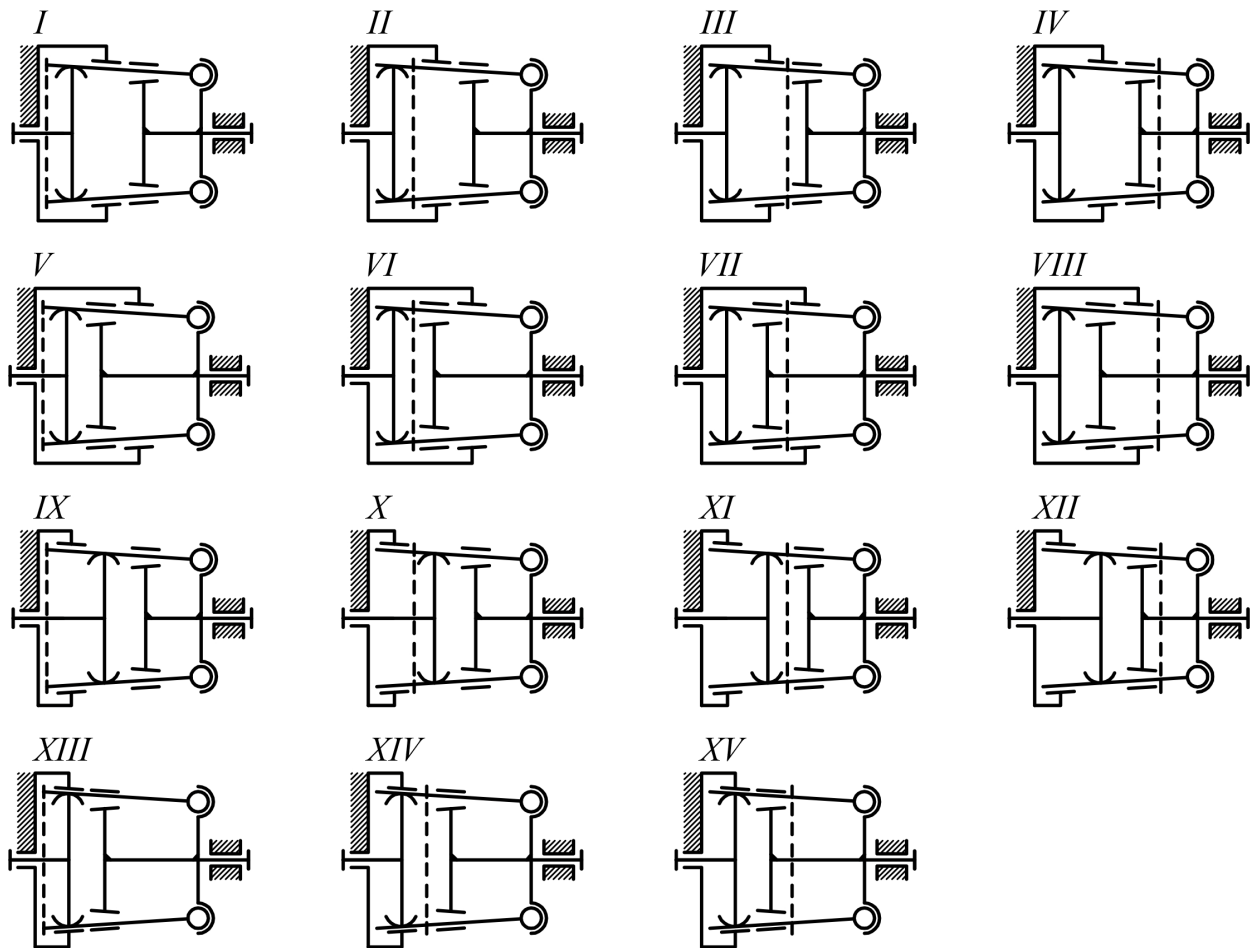


Рисунок 4.2 – Варианты исполнения волновой цепной передачи

В данной работе не рассматриваются вопросы прочности и жесткости звеньев волновой цепной передачи. Однако, с большой степенью точности можно утверждать, что генератор, пластины, жесткое колесо и направляющий диск должны как можно ближе быть расположены друг ко другу вдоль направления оси передачи. При несоблюдении этого правила на пальцы будут действовать большие изгибающие моменты, приводящие к деформациям пальцев и нарушению расчетных контактных взаимодействий. Чем больше расстояние от генератора, жесткого колеса и направляющего диска до плоскости, в которой расположены центры сферических опор пальцев при заданной амплитуде  $s$ , тем меньше телесные углы, на которые поворачиваются пальцы относительно направляющего диска и меньше реакции в сферических опорах пальцев, а следовательно и меньше потери на трение. Однако, это расстояние должно быть ограничено в разум-

ных пределах, иначе при чрезмерном его увеличении неоправданно возрастает осевой габарит и увеличивается масса волновой цепной передачи.

Важным фактором при синтезе волновой цепной передачи является взаимное расположение пластин по оси передачи относительно генератора, жесткого колеса и направляющего диска, так как оно влияет на соотношение параметров  $L$  и  $L_m$ , и, следовательно, на высоту зубьев жесткого колеса и большого диаметра отверстий направляющего диска, а также скоростей скольжения в местах контакта пальцев с элементами волновой цепной передачи и на коэффициенты перекрытия.

По критерию максимального коэффициента перекрытия, зуб жесткого колеса должен иметь по возможности наибольшую высоту. При этом зоны, в которых происходит заклинивание, уменьшаются, что приводит к увеличению коэффициента перекрытия. Следовательно, при синтезе волновой цепной передачи необходимо выбирать максимально возможное значение амплитуды  $c$ . Ограничение амплитуды определяется условием отсутствия самопересечения рабочей поверхности зуба жесткого колеса, другими словами, чтобы зуб жесткого колеса не подрезался пальцами. Для зуба жесткого колеса необходимо выбирать большое значение параметра  $L_m \gg L$ . Как показано в третьем разделе настоящей работы, для зуба жесткого колеса при максимально возможной амплитуде  $c$  в сечении  $L_m = L$  при  $L_m > L$  возможно самопересечение рабочей поверхности. Поэтому, если жесткое колесо расположено дальше пластин  $L_m > L$ , необходимо снижать значение  $c$  для устранения эффекта самопересечения. Если  $L_m < L$ , то значение амплитуды  $c$  может быть несколько увеличено. Если учитывать скорости скольжения в контакте пальцев с зубьями жесткого колеса, то необходимо выбирать меньшие значения  $c$  и  $L_m$ , но при этом снизится коэффициент перекрытия, что повлияет на снижение нагрузочной способности волновой цепной передачи.

Как показано в третьем разделе настоящей работы, коэффициент перекрытия для направляющего диска не чувствителен к изменению расположения ее по оси передачи, а скорости скольжения  $c$  с увеличением  $L_m$  растут не так интенсивно, как для жесткого колеса. Следовательно, направляющий диск можно распола-

гать ближе к плоскости в которой расположены центры сферических опор пальцев, отдавая приоритет жесткому колесу.

Пальцы всегда находятся в контакте с генератором, а скорости скольжения в контакте с ростом  $c$  и  $L_m$  меняются незначительно. Поэтому, генератор может находиться по ту или другую сторону от пластин. Единственным ограничением при выборе осевого положения генератора является условие его выпуклости. Это условие справедливо если в волновой цепной передаче отсутствует устройство принудительного прижима пальцев к генератору.

В связи с вышесказанным, наиболее предпочтительными являются исполнения I, II, IX, X, XII, XIV волновой цепной передачи, показанные на рисунке 4.1. Разнесение зон контакта пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском по оси передачи в исполнениях I, II, IX, X (смотри рисунок 4.2) делает возможным установку роликов на пальцы, что дает возможность заменить трение скольжения трением качения и тем самым увеличить коэффициент полезного действия волновой цепной передачи. Расположение генератора и жесткого колеса в одном уровне по оси передачи в исполнениях XII, XIV, показанных на рисунке 4.2, требует дополнительного рассмотрения. Такое расположение генератора и зубчатого венца жесткого колеса является обычными для традиционных волновых передач с гибкими колесами в виде тонкостенных оболочек.

Пусть при синтезе жесткого колеса, выбрано максимально возможное значение амплитуды  $c$  по условию отсутствия самопересечения поверхности зубьев жесткого колеса и коэффициент перекрытия для зубьев жесткого колеса составляет 47,5%. В этом случае при радиусе пальца  $r \gg p/4$  имеется интерференция генератора и зубьев жесткого колеса, которую можно устранить путем уменьшения высоты зуба срезанием вершин зубьев цилиндром радиуса  $R_a$ , который должен быть больше максимального значения радиуса генератора (рисунок 4.3 *a*). В этом случае коэффициент перекрытия зубьев жесткого колеса с пальцами составит около 22%. Для получения более высокого коэффициента перекрытия следует снижать амплитуду  $c$ . Хотя снижение амплитуды приводит к снижению коэффи-

коэффициента перекрытия, в данном случае коэффициент перекрытия увеличится. Снижение амплитуды  $c$  позволяет увеличить коэффициент перекрытия до 38% (рисунок 4.3 б). Размещение генератора и жесткого колеса в одном уровне по оси передачи уменьшает изгибающие нагрузки на палец, так как силы, действующие на палец со стороны генератора и зуба жесткого колеса лежат в одной плоскости, но в этом случае становится невозможным установить ролики для уменьшения потерь на трение, так как скорости скольжения в зацеплении образуют относительно оси пальца угловые скорости, направленные в противоположные стороны.

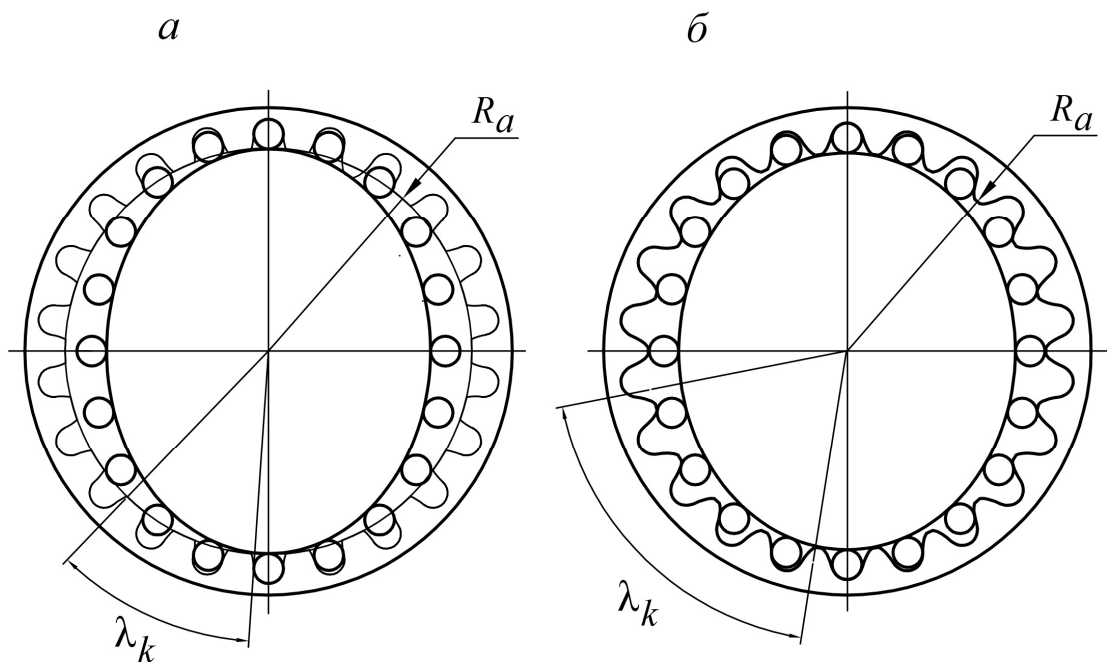


Рисунок 4.3 – Зацепление пальцев с зубьями жесткого колеса:  
 $a - c = 0,096, e = 22 \%$ ;  $b - c = 0,079, e = 38 \%$

При определении геометрических параметров направляющего диска важно соблюсти условие существования перемычек между зубьями и обеспечить их достаточную прочность. Задачи прочностных расчетов в настоящую работу не входят, поэтому при геометрическом синтезе рассмотрим только условие существования перемычек между зубьями.

При определении величины перемычек  $d$  между отверстиями направляющего диска будем считать, что кромка, образованная пересечением рабочей по-

верхности зуба плоскостью  $P_1$ , расположенной от плоскости  $X_2Y_2$  на расстоянии  $L_{\max}^s$  описывается выражениями (рисунок 4.4)

$$\begin{aligned} x_P &= Y_x(t, L_{\max}^s), \\ y_P &= Y_y(t, L_{\max}^s), \\ z_P &= L_{\max}^s. \end{aligned} \quad (4.4)$$

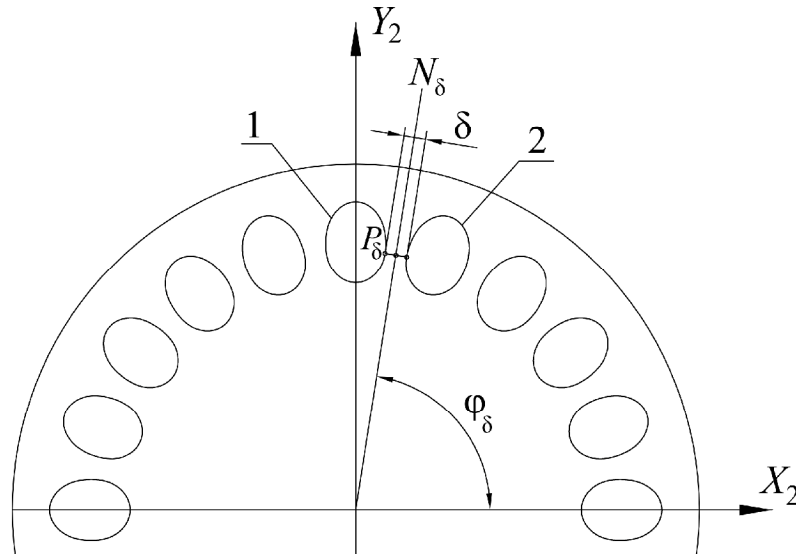


Рисунок 4.4 – Схема для определения ширины перемычек между отверстиями направляющего диска

В плоскости  $P_1$  расстояние между перемычками имеет наименьшее значение. Строим прямую  $N_d$  в плоскости  $P_1$ , относительно которой два отверстия направляющего диска расположены симметрично. Так, для отверстий, обозначенных на рисунке 4.4 позициями 1 и 2, прямая  $N_d$  проходит через начало координат под углом

$$j_d = \rho_c \frac{\alpha}{e_2} - \frac{p}{n_c} \quad (4.5)$$

к оси абсцисс.

Находим точку  $P_d$  на кромке отверстия 1, в которой касательная параллельна прямой  $N_d$ . Точке  $P_d$  соответствует значение  $t$  при котором выполняется условие



$$\operatorname{tg} j_d = \frac{dY_y(t, L_{\max}^s)}{dY_x(t, L_{\max}^s)}. \quad (4.6)$$

Из выражения (4.6) значение  $t$  в элементарных функциях не выражается, его необходимо определить численным методом. Уравнение (4.6) имеет два решения. Для данной на рисунке 4.4 расчетной схемы необходимо выбрать  $t$  при котором  $x_P > 0$ . Искомое значение размера перемычки  $d$  можно определить как удвоенное расстояние от точки  $P_d$  до прямой  $N_d$

$$d = 2 \times \left| \frac{x_P \times \operatorname{tg} j_d - y_P}{\sqrt{(\operatorname{tg} j_d)^2 + 1}} \right|. \quad (4.7)$$

Пластины с пальцами должны быть объединены при помощи кинематических пар третьего класса. Для обеспечения постоянства шага пальцевой цепи, центры кинематических пар третьего класса, принадлежащие одному пальцу, должны совпадать. Это условие трудно выполнить конструктивно, поэтому рассмотрим возможность организации подвижного соединения пластин с пальцами, показанного на рисунке 4.5. Расстояние между центрами сферических кинематических пар, принадлежащих одному пальцу обозначим  $H_c$ . Необходимо выяснить насколько меняется шаг пальцевой цепи при изменении параметра  $L_m$ .

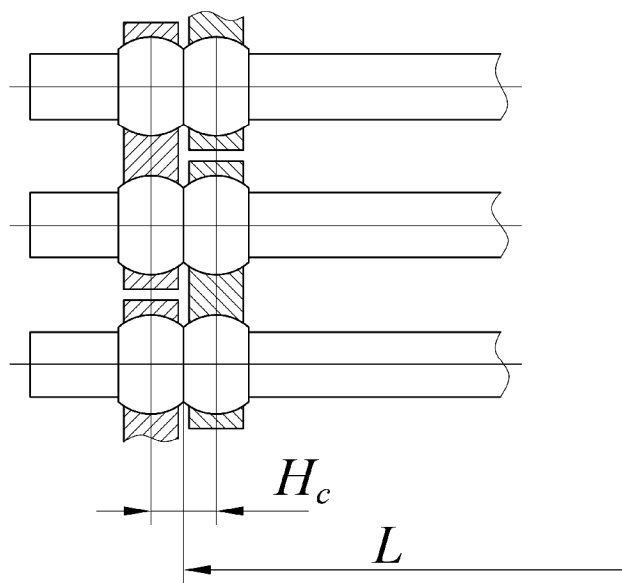


Рисунок 4.5 – Конструкция пластин

Выразим шаг цепи как расстояние между точками  $M_1$  и  $M_2$  двух соседних пальцев для одного и того же значения параметра  $L_m$

$$p_{M_1M_2} = \sqrt{(x_{2M_2} - x_{2M_1})^2 + (y_{2M_2} - y_{2M_1})^2 + (z_{2M_2} - z_{2M_1})^2}, \quad (4.8)$$

где  $x_{2M_1}$ ,  $y_{2M_1}$ ,  $z_{2M_1}$  – координаты точки  $M_1$ ,  $x_{2M_2}$ ,  $y_{2M_2}$ ,  $z_{2M_2}$  – координаты точки  $M_2$ . На рисунке 4.6 приведен график зависимости максимального относительного отклонения шага

$$\Delta p_m = \frac{p - p_{M_1M_2}}{p} \quad (4.9)$$

от номинального значения в зависимости от отношения  $L_m/L$ .

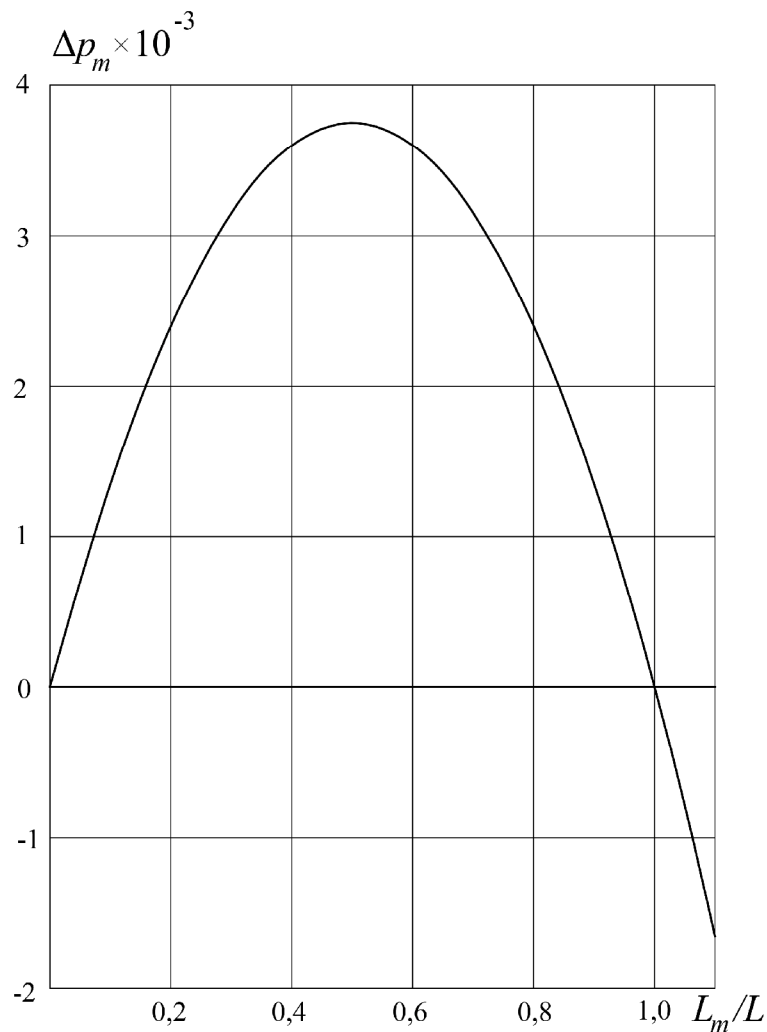


Рисунок 4.6 – Зависимость максимального относительного отклонения шага цепи от осевого положения пластин для начальных условий  $p = 40$  мм;  $n_c = 6$ ;  $c = 0,3$

Из графика видно, что чем ближе значение  $L_m$  к  $L$ , тем меньше погрешность шага. Например, для шестизвенной цепи с параметрами  $p = 40$  мм,  $c = 0,3$ ,  $L = 100$  мм при  $H_c = 10$  мм погрешность шага составит 0,054 мм. Погрешность шага сопоставима с допуском на изготовление деталей волновой цепной передачи, что делает возможным применимость конструкции пластин, показанных на рисунке 4.5.

При конструировании пластин волновой цепной передачи, необходимо вычислить максимальный угол между осями пальцев. Оси пальцев скрещиваются. Углы между осями соседних пальцев можно определить как углы между векторами  $\overline{O_1W_1}$  и  $\overline{O_2W_2}$  (смотри рисунок 2.20).

$$b_c = \arccos \frac{x_{O_1W_1} \times x_{O_2W_2} + y_{O_1W_1} \times y_{O_2W_2} + z_{O_1W_1} \times z_{O_2W_2}}{\sqrt{x_{O_1W_1}^2 + y_{O_1W_1}^2 + z_{O_1W_1}^2} \times \sqrt{x_{O_2W_2}^2 + y_{O_2W_2}^2 + z_{O_2W_2}^2}} \quad (4.10)$$

На рисунке 4.7 приведен график изменения угла  $b_c$  между осями соседних пальцев в зависимости от изменения параметра  $t$ . Чем больше амплитуда и меньше передаточное отношение, а также меньше  $L$ , тем больше максимальное значение угла  $b_c$ .

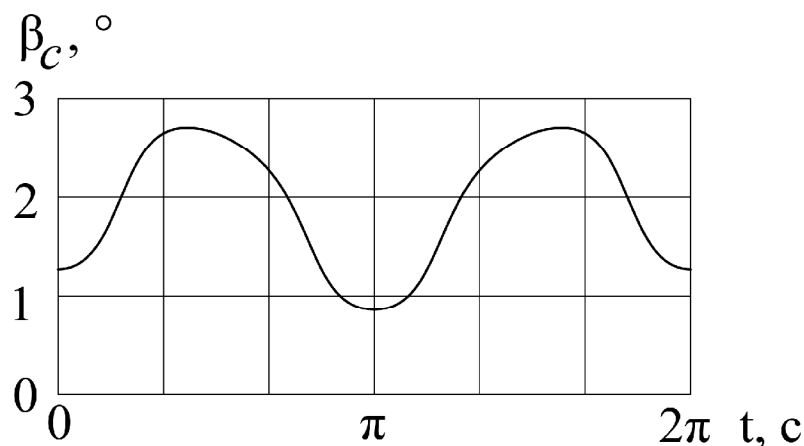


Рисунок 4.7 – Изменение угла  $b_c$  между осями соседних пальцев в зависимости от изменения параметра  $t$  для начальных условий:  $L = 50$  мм;  $c = 0,15$ ;  $i_{hs}^k = -8$ ;  $p = 12,5$  мм;  $n_c = 16$ ;  $w_c = 1 \text{ с}^{-1}$

Если пластины выполняют только роль обеспечения движения пальцев во время холостого хода, когда они не участвуют в зацеплении с зубьями жесткого колеса, нет необходимости в обеспечении большой площади их контакта с пальцами. Можно выполнить пластины таким способом, как показано на рисунке 4.8, тем самым уменьшится значение  $H_c$ , а соответственно и погрешность шага  $Dp_m$ .

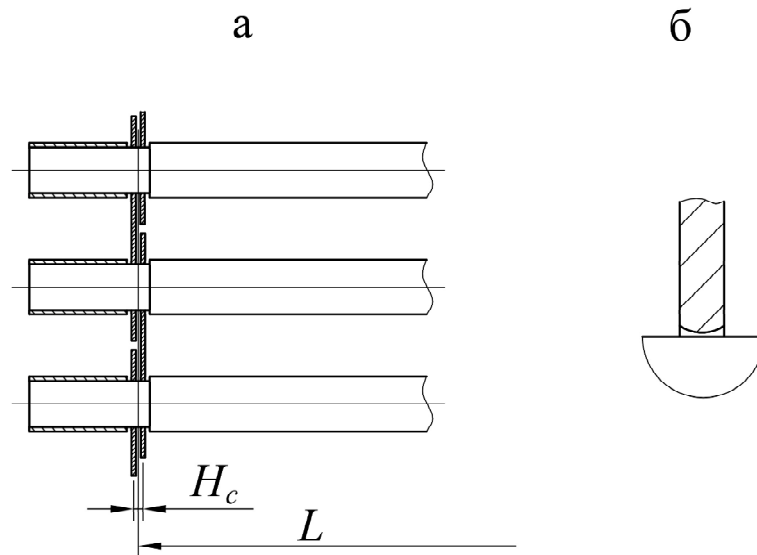


Рисунок 4.8 – Соединение пальцев и пластин: а – конструкция пластин; б – форма отверстия пластины

Поскольку оси соседних пальцев отклоняются на незначительные углы, можно кинематические пары между пластинами и пальцами выполнить как вращательные кинематические пары пятого класса. Выполнение отверстий в пластинах по радиусу в продольном сечении и наличие осевых зазоров позволяет вращательной кинематической паре пятого класса работать как сферической кинематической паре третьего класса.

## 4.2 Синтез волновой цепной передачи

**Исходные данные для синтеза.** Исходными данными для геометрического синтеза волновой цепной передачи являются: передаточное отношение  $i$ , шаг цепи  $p$ , расстояние  $L$  от центра сферических опор пальцев до пластин, вариант исполнения волновой цепной передачи, коэффициенты трения между пальцами и

элементами волновой цепной передачи. Методику синтеза проиллюстрируем примером расчета волновой цепной передачи с исходными данными:  $i = 8$ ;  $p = 12,5$  мм;  $L = 50$  мм; вариант исполнения II (смотри рисунок 4.2); коэффициент трения  $f_T = 0,1$  для всех трущихся пар волновой цепной передачи.

### Последовательность синтеза.

1) Задаемся коэффициентом разности чисел зубьев  $K_z$ . По возможности его значение должно быть равно единице. При этом волновая цепная передача будет обладать наименьшими радиальными габаритными размерами.

2) Из формулы (1.5) находим количество отверстий направляющего диска. Для двухволновой цепной передачи при неподвижном жестком колесе

$$n_s = -2 \times i \times K_z = -2 \times (-8) \times 1 = 16.$$

Количество пальцев равно количеству отверстий направляющего диска  $n_c = n_s$ .

Из формулы (1.2) определяем количество зубьев жесткого колеса

$$n_k = n_s + 2 \times K_z = 16 + 2 \times 1 = 18.$$

3) По формуле (2.22) находим среднее значение угла  $q$

$$q = \frac{p \times (n_c - 2)}{n_c} = \frac{p \times (16 - 2)}{16} = 2,749.$$

4) Записываем выражения (2.21) для внутренних углов  $a$

$$\begin{aligned} a_1 &= q + c \times \sin(w_c \times j_0), \\ a_2 &= q + c \times \sin\left(w_c \times j_0 + \frac{2 \times p}{8}\right), \\ a_3 &= q + c \times \sin\left(w_c \times j_0 + \frac{4 \times p}{8}\right), \\ &\dots \\ a_j &= q + c \times \sin\left(w_c \times j_0 + (j - 1) \frac{2 \times p}{8}\right). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Для удобства расчетов примем  $j_0 = -\frac{p}{4}$ .

5) Записываем для углов  $g$  наклона векторов, построенных на центрах шарниров пластин аналогично (2.30)

$$\begin{aligned}
g_1 &= 0 \\
g_2 &= 1 \times p - a_1, \\
g_3 &= 2 \times p - a_1 - a_2, \\
g_4 &= 3 \times p - a_1 - a_2 - a_3, \\
g_5 &= 4 \times p - a_1 - a_2 - a_3 - a_4 - a_5, \\
g_6 &= 5 \times p - a_1 - a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_7 &= 6 \times p - a_1 - a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_8 &= 7 \times p - a_1 - a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_9 &= 8 \times p - a_1 - 2a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{10} &= 9 \times p - 2a_1 - a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{11} &= 10 \times p - 2a_1 - 2a_2 - a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{12} &= 11 \times p - 2a_1 - 2a_2 - 2a_3 - a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{13} &= 12 \times p - 2a_1 - 2a_2 - 2a_3 - 2a_4 - a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{14} &= 13 \times p - 2a_1 - 2a_2 - 2a_3 - 2a_4 - 2a_5 - a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{15} &= 14 \times p - 2a_1 - 2a_2 - 2a_3 - 2a_4 - 2a_5 - 2a_6 - a_7 - a_8, \\
g_{16} &= 15 \times p - 2a_1 - 2a_2 - 2a_3 - 2a_4 - 2a_5 - 2a_6 - 2a_7 - a_8.
\end{aligned} \tag{4.12}$$

6) Определяем координаты середины диагонального вектора  $b_c$  в системе координат  $X_3OY_3$  (см. главу 2)

$$\begin{aligned}
x_{w_0} &= \frac{p}{2} (1 + \cos g_2 + \cos g_3 + \dots + \cos g_8), \\
y_{w_0} &= \frac{p}{2} (\sin g_2 + \sin g_3 + \dots + \sin g_8).
\end{aligned} \tag{4.13}$$

7) Записываем выражение для угла  $j_m$ . Согласно (2.35) будем иметь

$$j_m = \frac{120 \times p - 22a_1 - 20a_2 - 18a_3 - 16a_4 - 14a_5 - 12a_6 - 10a_7 - 8a_8}{16} \tag{4.14}$$

8) Используя (2.10), (2.36), (2.38), (2.39), определяем законы движения точек  $W$  для плоского движения цепи, которые служат основанием для дальнейшего синтеза пространственных зацеплений волновой цепной передачи.

9) Задаем радиус на котором расположены центры сферических опор пальцев от оси волновой цепной передачи. Пусть расстояние между соседними центрами шаровых опор пальцев равно шагу цепи, тогда

$$R_c = \frac{p}{2 \times \sin \frac{p}{n_c}} = \frac{12,5}{2 \times \sin \frac{p}{16}} = 32 \text{ мм.} \quad (4.15)$$

10) По выражениям (2.45), (2.55), (2.57) определяем траектории движения осей пальцев в системах координат с вязанных соответственно с генератором, направляющим диском и жестким колесом.

11) Задаемся радиусами пальцев в местах их взаимодействия с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Примем для синтезируемой передачи радиус пальца  $r = 3$  мм. Для уменьшения потерь на трение при взаимодействии генератора с пальцами, концы пальцев снабжены роликами, поэтому при определении рабочей поверхности генератора принимаем значение  $r$  равное радиусу ролика, в нашем случае  $r = 5$  мм.

12) Используя выражения (3.1)...(3.5), записываем уравнения рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска в виде (3.6).

13) Задаем осевые характеристики элементов волновой цепной передачи т.е. ширины генератора, пластин, зубчатого колеса и направляющего диска, а также их осевое положение от плоскости в которой лежат центры шаровых кинематических пар пальцев (плоскости  $XU$ ). Примем для генератора  $L_{max}^h = 60$  мм,  $L_{min}^h = 54$  мм, для жесткого колеса  $L_{max}^k = 46$  мм,  $L_{min}^k = 43$  мм, для направляющего диска  $L_{max}^s = 60$  мм;  $L_{min}^s = 54$  мм.

14) Подбираем по возможности большее значение амплитуды  $c$  при котором будут выполняться следующие условия.

- Условие выпуклости генератора, согласно (3.10).
- Отсутствие самопересечения рабочей поверхности зубьев жесткого колеса.
- Наличие перемычек между отверстиями направляющего диска, значение выражения (4.7) должно быть больше нуля  $d > 0$ .

Расчеты ведем для генератора, зубьев жесткого колеса и направляющего диска для параметра  $L_m$ , который лежит в пределах  $L_{\min} \leq L_m \leq L_{\max}$  соответственно.

Для проектируемой волновой цепной передачи данным условиям удовлетворяет значение амплитуды  $c = 0,12$ .

15) Определяем скорости скольжения по формулам (3.21), (3.22). Строим графики показанные на рисунке 3.25 для скоростей скольжения точки контакта пальца с зубьями жесткого колеса для  $L_m = L_{\min}^k$ , с отверстиями направляющего диска  $L_m = L_{\min}^s$ .

16) Находим на рабочих поверхностях зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска места в которых происходит заклинивание пальцев. Эти места будем определять для сечений более приближенных к плоскости  $XU$ , как обладающих наименьшей высотой  $h$ , а значит более подверженных заклиниванию. Для жесткого колеса  $L_m = L_{\min}^k$ , для направляющего диска  $L_m = L_{\min}^s$ .

Для определения условий заклинивания нет необходимости знать конкретное значение сил в контакте пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Достаточно только знать направление векторов сил. Обозначим эти вектора как  $\bar{N}_F^h$ ,  $\bar{N}_F^k$ ,  $\bar{N}_F^s$  соответственно для контакта пальца с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Вектора  $\bar{N}_F^h$ ,  $\bar{N}_F^k$ ,  $\bar{N}_F^s$  должны быть компланарны с соответствующими векторами  $\bar{N}$  и  $\bar{V}$ , и быть повернутыми относительно векторов скорости  $\bar{V}$  в противоположные скорости скольжения стороны. Вектора  $\bar{N}_F^h$ ,  $\bar{N}_F^k$ ,  $\bar{N}_F^s$  можно найти, решив систему уравнений

$$\begin{aligned} \bar{N}_F \times \bar{N} \times \bar{V} &= 0, \quad \ddot{u} \\ \cos \alpha &= \frac{\bar{N}_F \times \bar{N}}{|\bar{N}_F| |\bar{N}|} \cdot \begin{matrix} \ddot{y} \\ \ddot{p} \end{matrix} \end{aligned} \quad (4.16)$$



Записываем зависимости для моментов векторов  $\bar{N}_F^h, \bar{N}_F^k, \bar{N}_F^s$  относительно центра сферической кинематической пары  $C$ , используя выражение (3.13), в котором, вместо вектора силы  $\bar{F}$  подставляем вектора  $\bar{N}_F^h, \bar{N}_F^k, \bar{N}_F^s$

$$\begin{aligned}\bar{T}_F^h &= W_h(t, L_{\min}^h) = \overline{CP}_h \cdot \bar{N}_F^h \cdot \ddot{u} \\ \bar{T}_F^k &= W_k(t, L_{\min}^k) = \overline{CP}_k \cdot \bar{N}_F^k \cdot \ddot{y} \\ \bar{T}_F^s &= W_s(t, L_{\min}^s) = \overline{CP}_s \cdot \bar{N}_F^s \cdot \ddot{b}\end{aligned}\quad (4.17)$$

Поскольку отсутствие заклинивания пальца между зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска во время холостого хода пальца обеспечивает боковой зазор между пальцами и зубьями жесткого колеса, рассматриваем только условия отсутствия заклинивания пальца между генератором и зубьями жесткого колеса и генератором и отверстиями направляющего диска. Согласно (3.14) и (3.15) имеем условия заклинивания пальца

$$V_{hk} = \arccos \frac{\bar{T}_F^h \times \bar{T}_F^k}{|\bar{T}_F^h| |\bar{T}_F^k|} \geq \rho, \quad (4.18)$$

$$V_{hs} = \arccos \frac{\bar{T}_F^h \times \bar{T}_F^s}{|\bar{T}_F^h| |\bar{T}_F^s|} \geq \rho. \quad (4.19)$$

Углы  $V_{hk}$  и  $V_{hs}$  являются функциями параметра  $t$ . Найдем значения  $t$ , в которых имеют место  $V_{hk} = \rho$  и  $V_{hs} = \rho$ . Параметр  $t$  явно не выражается, поэтому находим  $t$  численным методом. Условию заклинивания пальца между генератором и жестким колесом соответствуют точки  $P_2$  и  $P_3$ , принадлежащие профилю жесткого колеса для которых параметр  $t$  имеет значения  $t_2 = 0,216$  и  $t_3 = 2,247$  соответственно. Вычисляем координаты точек  $P_2$  и  $P_3$ , подставляя в выражения (3.6) соответствующие значения параметров  $t$  и  $L_m$ .  $x_{p_2} = -2,198$  мм;  $y_{p_2} = 36,879$  мм;  $x_{p_3} = -4,862$  мм;  $y_{p_3} = 31,936$  мм. Участок профиля от точки  $P_1$  до  $P_2$ , принадлежащий впадине между зубьями углубляем цилиндрической поверхностью, как показано на рисунке 3.17. Вершины зубьев (участок профиля от точки  $P_3$  до точки  $P_4$ ) срезаем цилиндрической поверхностью радиуса

$$R_a = \sqrt{x_{p3}^2 + y_{p3}^2} = \sqrt{(-4,862)^2 + 31,936^2} = 32,304 \text{ мм.} \quad (4.20)$$

Условие заклинивания пальца с отверстиями направляющего диска не выполняется ни для какого значения параметра  $t$ , как было показано в третьем разделе настоящей работы, поскольку коэффициент трения пальца о генератор не больше коэффициента трения пальца об отверстие направляющего диска.

Рабочие поверхности отверстий направляющего диска могут быть ограничены путем углубления впадин с целью уменьшения максимальных скоростей скольжения, а также для совпадения углов зацепления пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска. Определяем координаты точек  $P_2$  и  $P_3$  для направляющего диска для значений  $t_2 = 0,216$  и  $t_3 = 2,247$ , вычисленных для жесткого колеса. Получаем координаты  $x_{p2} = 2,611$  мм;  $y_{p2} = 36,676$  мм;  $x_{p3} = 2,232$  мм;  $y_{p3} = 26,676$  мм. Впадины углубляем цилиндрическими поверхностями.

17) По формуле (3.19), (3.20) находим коэффициенты перекрытия, определив предварительно уравнения линии зацепления для жесткого колеса и направляющего диска по выражениям (3.17) и (3.18). Коэффициенты перекрытия составляют для жесткого колеса и направляющего диска  $\epsilon = 48$  % в виду равенства углов зацепления  $I$ .

18) Принимаем конструкцию пластин, показанную на рисунке 4.8. Толщину пластин принимаем равной 1 мм. Тогда  $H_c = 1$ . По формуле (4.9) находим погрешность шага  $Dp_m$  для значений  $L_m = 50,5$  мм и  $L_m = 49,5$  мм. Погрешность шага составляет  $Dp_m = 0,001...0,0007$  мм, что меньше погрешности изготовления деталей волновой цепной передачи.

Конструкция рассчитываемой волновой цепной передачи показана на рисунке 4.9. Передача имеет составной корпус, выполненный из алюминиевого сплава. В корпусе на подшипниках качения установлены входной и выходной валы. На входном валу крепится кулачек генератора. На выходном валу установлен фланец, который имеет конические отверстия для установки сферических опор

пальцев. На фланце крепится направляющий диск. Жесткое колесо неподвижно установлено в корпусе. Пальцы имеют цилиндрическую форму. Концы пальцев снабжены сферами. Сферы выполнены как отдельные детали и крепятся к пальцам при помощи резьбовых соединений. Это необходимо для обеспечения условия сборки волновой цепной передачи. На фланце имеется шайба, которая препятствует перемещению сфер пальцев вдоль оси передачи. Коническое отверстие во фланце и боковая поверхность шайбы формируют элемент сферической кинематической пары. Для уменьшения осевых габаритных размеров волновой цепной передачи, один из подшипников входного вала имеет опору на фланце. Входной и выходной валы, генератор, жесткое колесо, направляющий диск, пальцы, сферы пальцев, фланец, пластины, выполнены из стали 45 без термической обработки. Ролики выполнены из пластмассы (капролон).

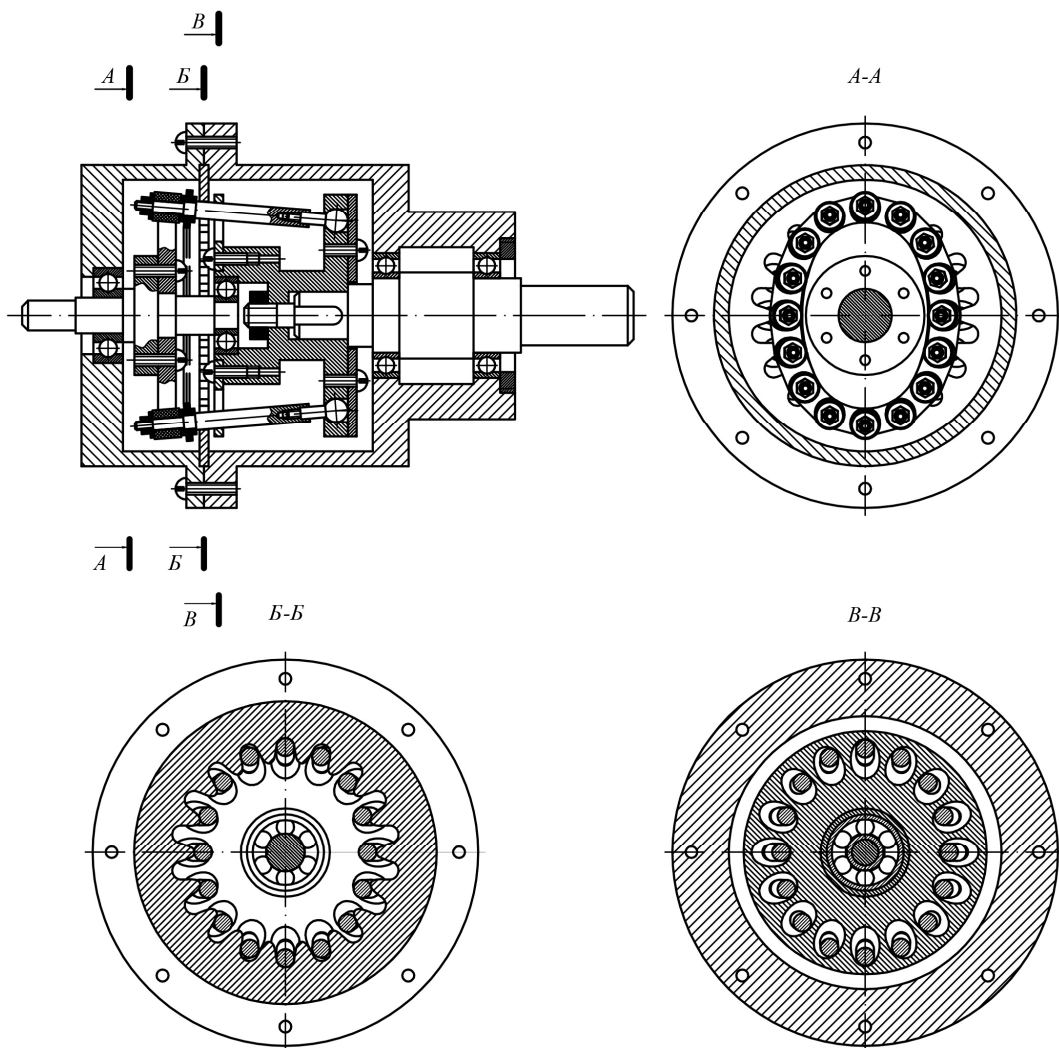


Рисунок 4.9 – Конструкция волновой цепной передачи:  
 $i = -8$ ;  $p = 12,5$  мм;  $L = 50$  мм

На рисунке 4.10 показаны фотографии макета рассчитанной волновой цепной передачи. Макет волновой цепной передачи показал свою работоспособность при работе в качестве редуктора и мультипликатора. Были изготовлены макеты волновых цепных передач из пластмассы с передаточными отношениями равными 6 (рисунок 4.11) и 10 (рисунок 4.12). Макеты показали свою работоспособность в качестве редуктора. Работоспособность изготовленных макетов доказывает правильность теоретических обоснований геометрического синтеза волновой цепной передачи с пальцевой цепью, пальцы которой имеют дополнительную опору на направляющем диске.

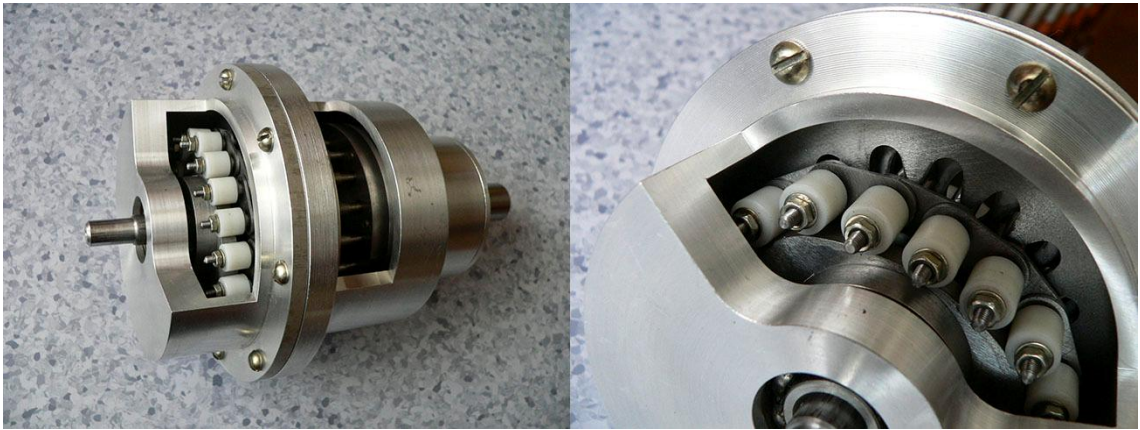


Рисунок 4.10 – Макет волновой цепной передачи

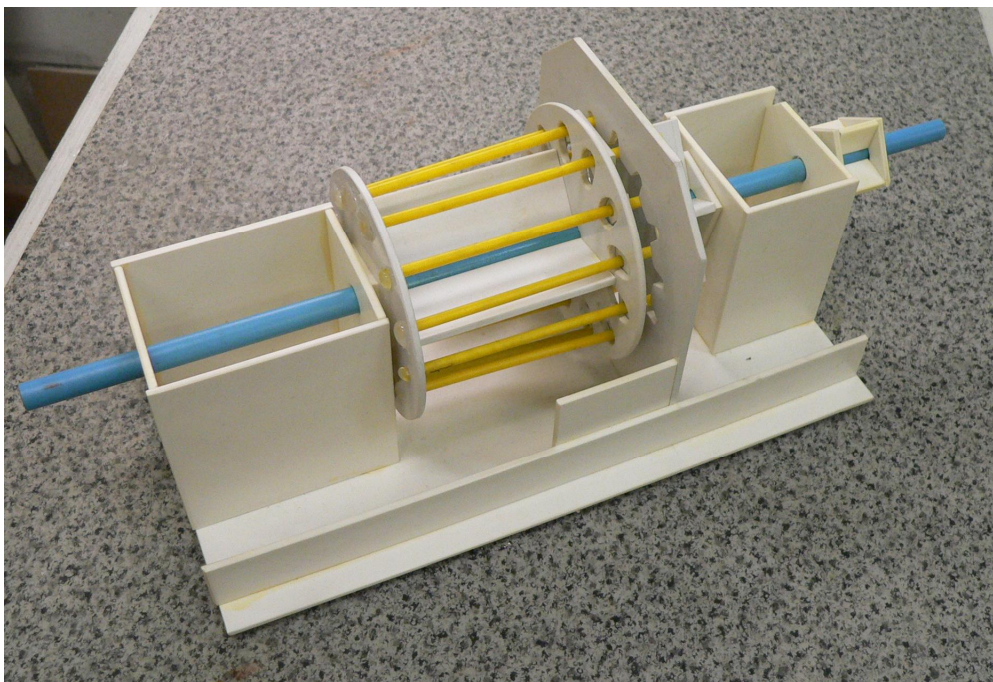


Рисунок 4.11 – Волновая цепная передача с передаточным отношением равным 6

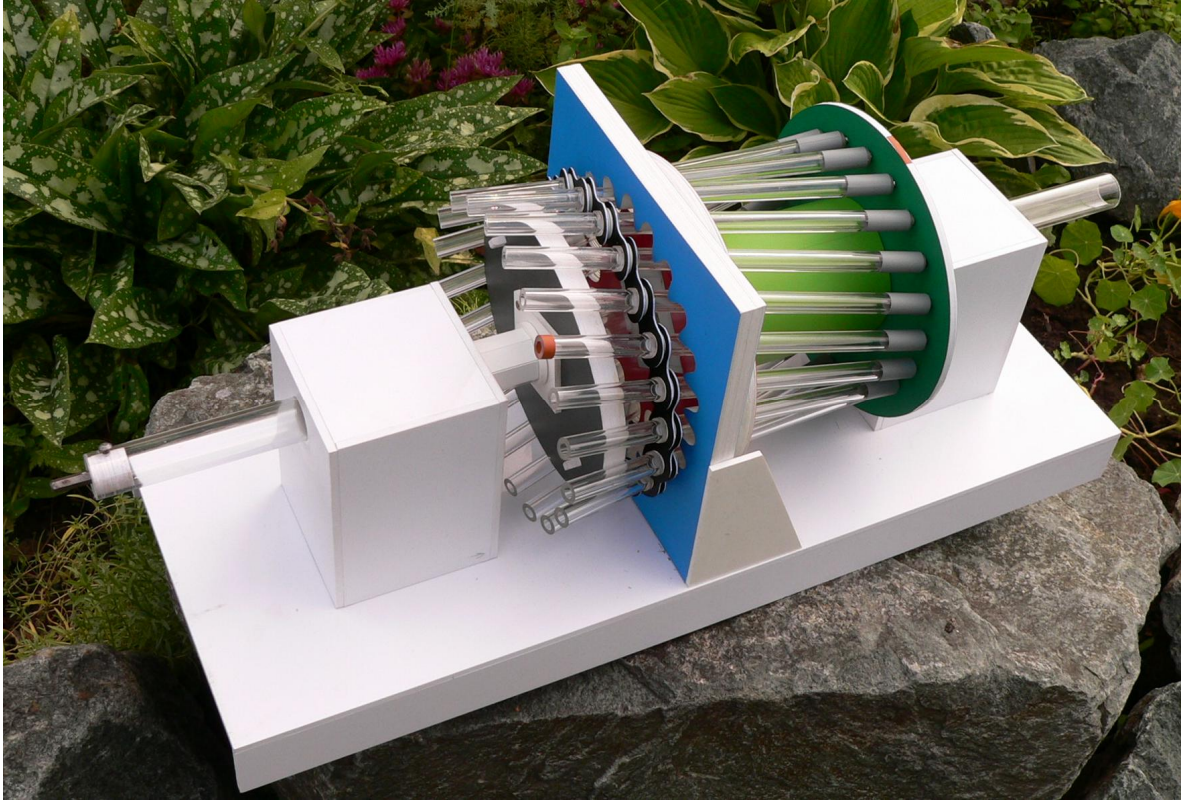


Рисунок 4.12 – Волновая цепная передача с передаточным отношением равным 10

### 4.3 Волновая цепная передача с минимальным передаточным отношением

Наименьшее количество звеньев цепи волновой цепной передачи  $n_c = n_s = 4$ , тогда при коэффициенте разности чисел зубьев  $K_z = 1$ , согласно (1.5) для двух волн деформации, имеем минимально возможное передаточное отношение

$$i = i_{hs}^k = - \frac{n_s}{K_z \times U} = - \frac{4}{1 \times 2} = - 2. \quad (4.21)$$

Меньше четырех количество звеньев цепи быть не может, иначе цепь не будет подвижной системой.

Для внутренних углов  $\alpha$  (рисунок 4.13) можно записать

$$\begin{aligned} a_1 &= q + c \times \sin(\omega_c \times t + j_0), \quad \ddot{y} \\ a_2 &= q + c \times \sin(\omega_c \times t + \rho + j_0) \end{aligned} \quad (4.22)$$

где  $q = \frac{\rho}{2}$ ,  $j_0 = \frac{\rho}{2}$ .

Для преобразования координат из  $X_4OZ_4$  в  $X_2OZ_2$  необходимо пользоваться выражением

$$j_m = \frac{6 \times \rho - 4 \times a_1 - 2 \times a_2}{4}. \quad (4.23)$$

На рисунке 4.14 показаны траектории движения центров шарниров пластин цепи в системе координат  $X_2OZ_2$ , связанной с направляющим диском, а на рисунках 4.15 и 4.16 в системах координат связанных с генератором и жестким колесом соответственно.

При неподвижном направляющем диске передаточное отношение волновой цепной передачи будет

$$i_{hb}^g = \frac{n_b}{n_b - n_g} = \frac{6}{6 - 4} = 3. \quad (4.24)$$

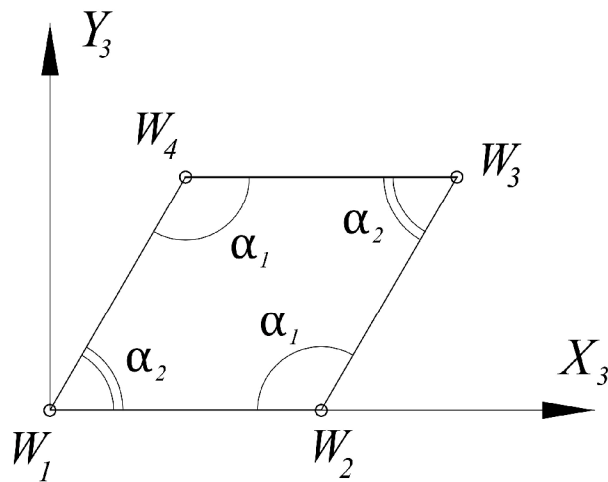


Рисунок 4.13 – Векторный контур для четырехзвенной цепи

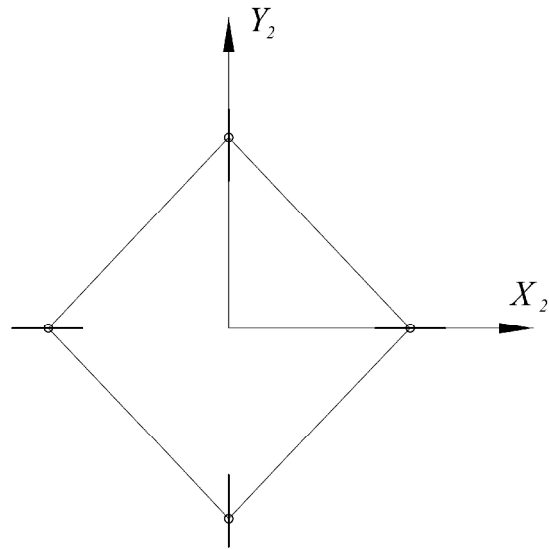


Рисунок 4.14 – Траектории движения центров шарниров пластин в системе координат, связанной с направляющим диском

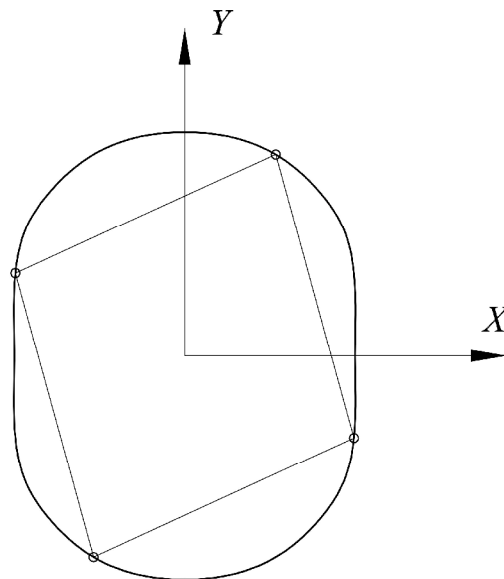


Рисунок 4.15 – Траектории движения центров шарниров пластин в системе координат, связанной с генератором

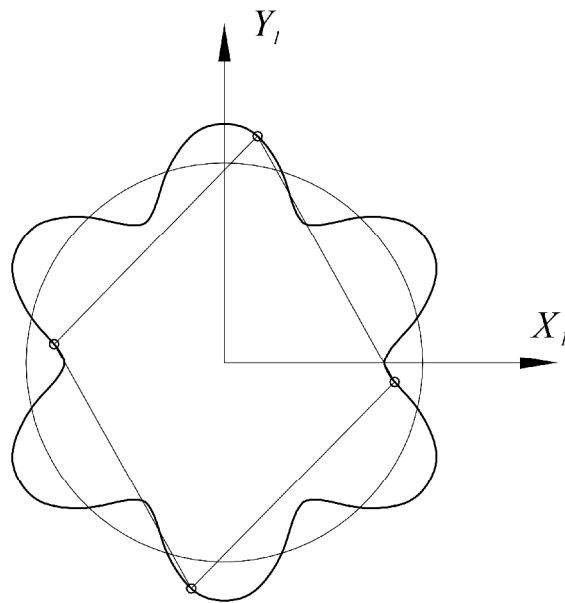


Рисунок 4.16 – Траектории движения центров шарниров пластин в системе координат, связанной с жестким колесом

На рисунке 4.17 показан макет волновой цепной передачи с передаточным отношением 2, при количестве пальцев равным 4. Отверстия направляющего диска представляют собой радиальные пазы.

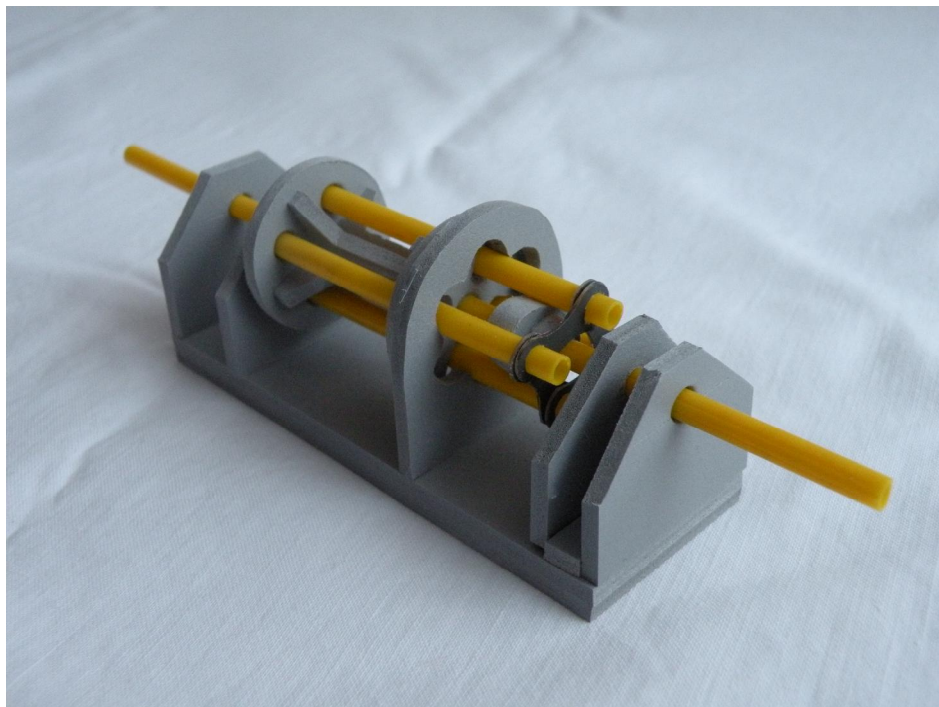


Рисунок 4.17 – Волновая цепная передача с передаточным отношением 2 при количестве пальцев равным 4



#### 4.4 Коэффициент полезного действия волновой цепной передачи

Для определения эффективности применения волновой цепной передачи был выбран путь экспериментального исследования коэффициента полезного действия. Эксперимент проводился над макетом волновой цепной передачи описанным выше в этой главе. Результаты эксперимента были отражены в работе [19].

В основе оценки КПД волновой передачи лежит принцип измерения входного и выходного моментов [32, 89, 93]. Для проведения эксперимента был разработан стенд (рисунки 4.18, 4.19) [86]. Стенд имеет основание в виде плиты 1, на котором установлена рама 2. На раме неподвижно закреплен корпус волновой цепной передачи 3. На входном валу волновой цепной передачи при помощи муфты установлен вал электродвигателя 4. Задний фланец электродвигателя при помощи шарикоподшипника установлен на стойке 5, прикрепленной к раме. Электродвигатель постоянного тока напряжением 110 вольт питается от понижающего трансформатора и выпрямителя. К корпусу электродвигателя жестко прикреплен рычаг 6 опирающийся на электронные весы 7. На выходном валу установлен рычаг 8 также опирающийся на вторые электронные весы 9. Рычаг на выходном валу установлен через фрикционный тормоз 10. Рычаги имеют одинаковые плечи равные 161,5 мм. В эксперименте участвуют двое электронных весов с пределом измерений до 5 кг и точностью 1 г.

Механический коэффициент полезного действия  $h$  определяется отношением работы сил производственных сопротивлений  $A_{П.С.}$  к работе всех движущих сил за цикл установившегося движения  $A_D$  [15]

$$h = \frac{A_{П.С.}}{A_D} = \frac{T_2 \times \omega_2}{T_1 \times \omega_1} . \quad (4.25)$$

где  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  – частоты вращения соответственно входного и выходного валов волновой цепной передачи,  $T_1$ ,  $T_2$  – крутящие моменты, действующие на указанных валах.

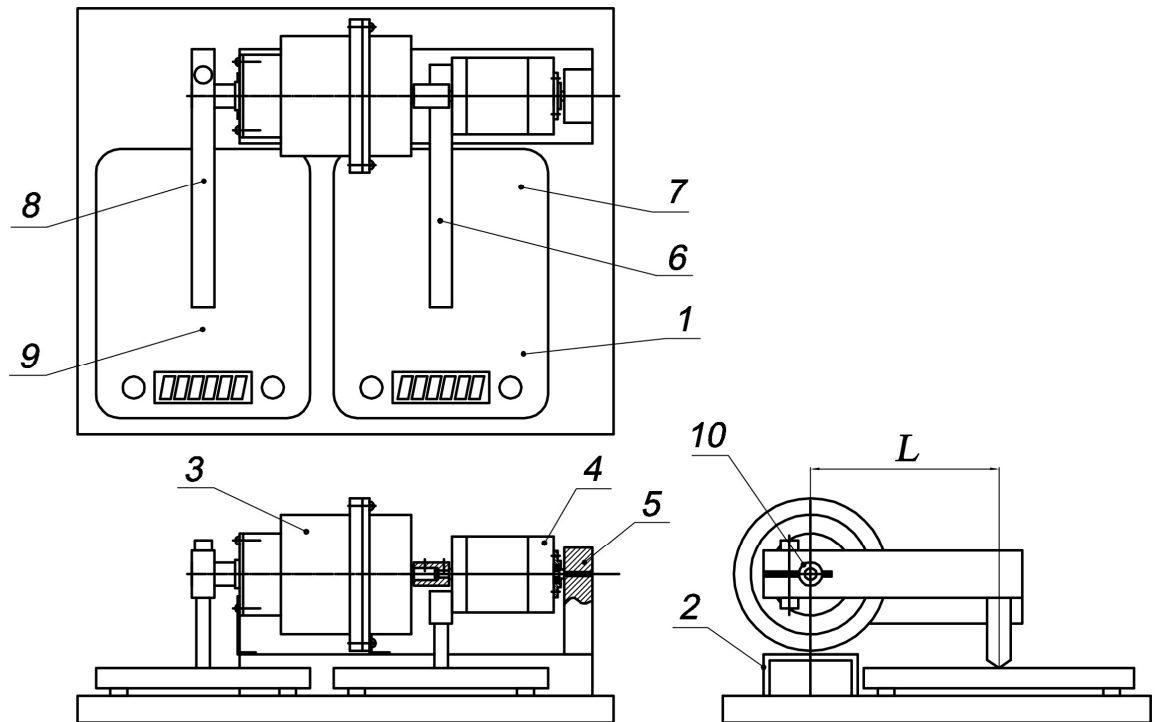


Рисунок 4.18 – Устройство стенда для определения коэффициента полезного действия волновой цепной передачи

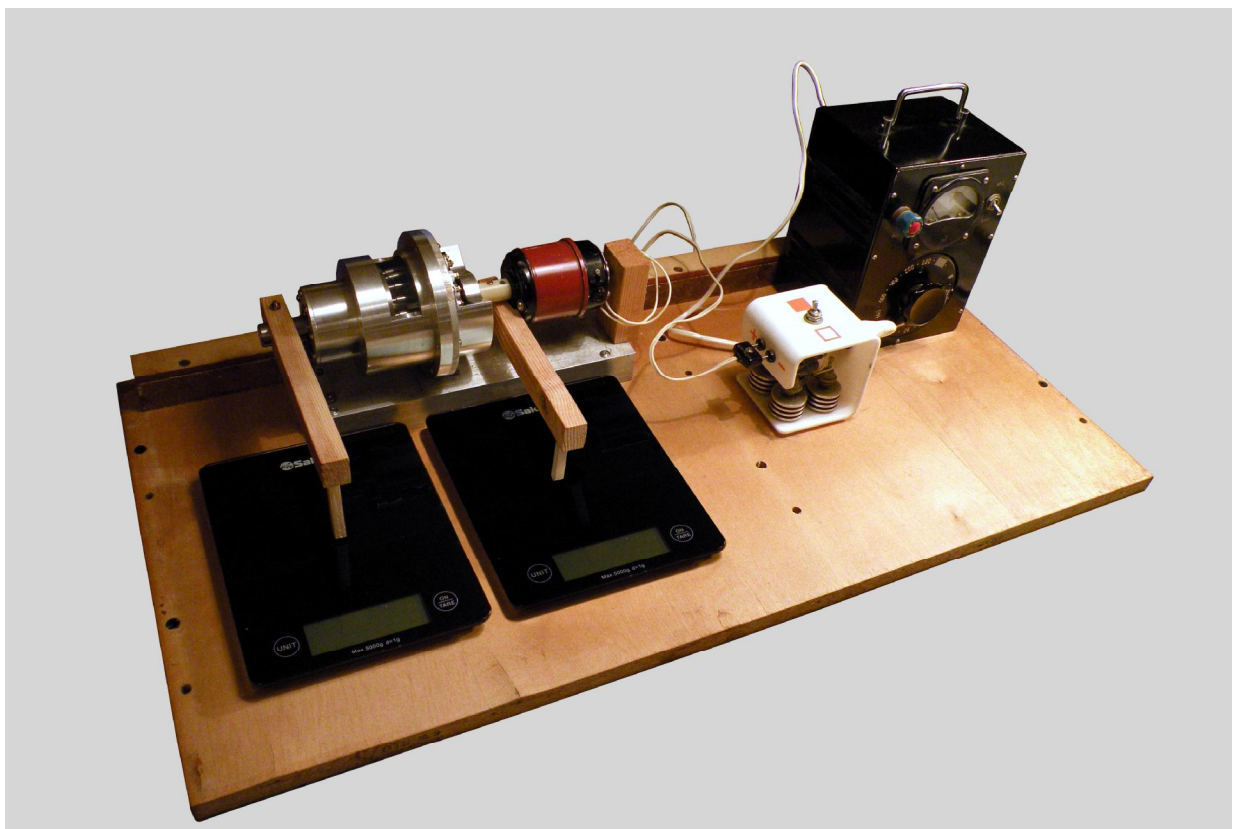


Рисунок 4.19 – Стенд для измерения коэффициента полезного действия волновой цепной передачи

Поскольку передаточное отношение волновой передачи

$$i = \frac{w_1}{w_2}, \quad (4.26)$$

из (4.25) получим

$$h = \frac{T_2}{T_1 \times i}. \quad (4.27)$$

Вращающий момент электродвигателя  $T_1$  передается через муфту входному валу волновой цепной передачи. Пренебрегаем моментом трения в щетках электродвигателя, подшипниках электродвигателя и потерями на трение о воздух ротора электродвигателя. Тогда реактивный момент  $T_{R1}$  на корпусе электродвигателя можно принять по абсолютной величине, равным моменту движущих сил  $T_1$ . Реактивный момент на корпусе электродвигателя уравнивается моментом на рычаге (рисунок 4.20). Для реактивного момента запишем

$$|T_1| \approx T_{R1} = F_1 \times L_1 - G_{01} \times L_{01}, \quad (4.28)$$

где  $F_1$  – сила действующая на весы,  $L_1$  – плечо приложения силы  $F_1$ ,  $G_{01}$  – сила тяжести рычага,  $L_{01}$  – плечо приложения силы тяжести рычага.

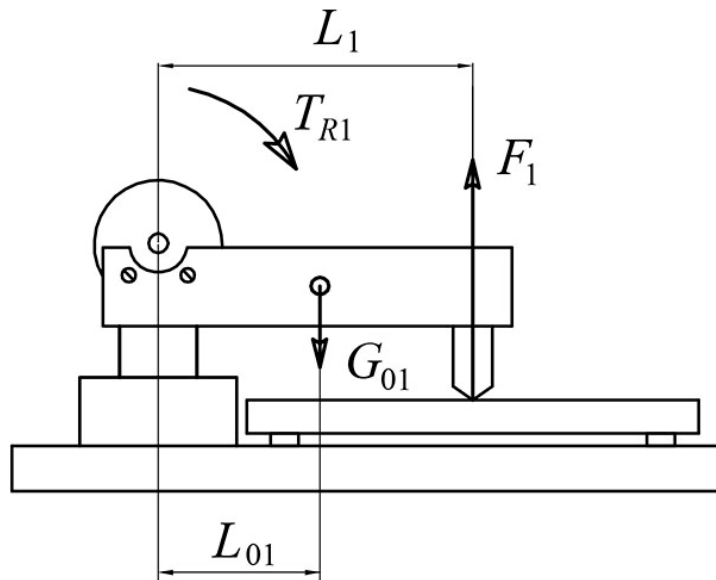


Рисунок 4.20 – Схема для определения реактивного момента электродвигателя

Момент  $G_{01} \times L_{01}$  приводим к оси вала двигателя и получаем

$$T_{01} = G_{01} \cdot L_{01} = F_{01} \cdot L_1. \quad (4.29)$$

Тогда для момента  $T_1$  запишем

$$T_1 = F_1 \cdot L_1 - T_{01}. \quad (4.30)$$

Момент на выходном валу волновой цепной передачи уравнивается моментом трения  $T_{fr}$  фрикционного тормоза

$$T_2 = T_{fr}. \quad (4.31)$$

Запишем момент сил производственных сопротивлений в виде (рисунок 4.21)

$$T_2 = F_2 \cdot L_2 - T_{02}, \quad (4.32)$$

где момент силы тяжести рычага, приведенный к оси волновой передачи будет

$$T_{02} = G_{02} \cdot L_{02} = F_{02} \cdot L_2. \quad (4.33)$$

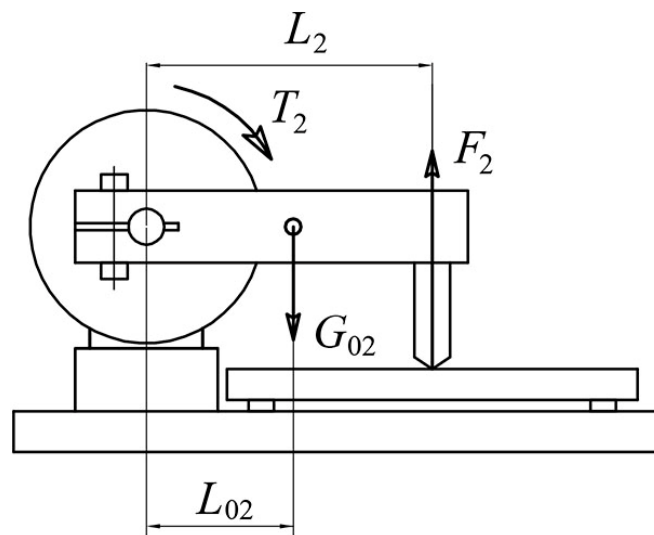


Рисунок 4.21 – Схема для определения момента фрикционного тормоза

Моменты сил тяжести рычагов постоянны и могут быть определены по формуле (4.29) для входного вала при выключенном электродвигателе, и по формуле (4.33) для выходного вала при отключенном фрикционном тормозе.

Для определения моментов на входном и выходном валах, при постоянной частоте вращения входного вала, использовалось шесть измерений. Расчет КПД производился по формулам (4.27...4.33).

В качестве аппроксимирующей функции была выбрана прямая [98]. Коэффициенты прямой были определены методом наименьших квадратов. Аппроксимирующая кривая представлена на рисунке 4.22.

Как видно из рисунка 4.22, КПД возрастает с увеличением момента на выходном валу и достигает значения 0,54 при 3,7 Нм. Это объясняется тем, что с ростом нагрузки доля потерь на трение становится меньше по отношению к общей передаваемой мощности. Ограниченный диапазон тормозных моментов ( $T_2 < 3,7$  Нм), обусловлен прочностными возможностями испытуемого макета волновой передачи. В связи с этим, на графике не наблюдается зоны максимума КПД. Проведенный эксперимент показывает, что при более качественном (промышленном) изготовлении модели волновой передачи возможно достижение значений КПД превышающих 0,54 при увеличении крутящих моментов выше 3,7 Нм.

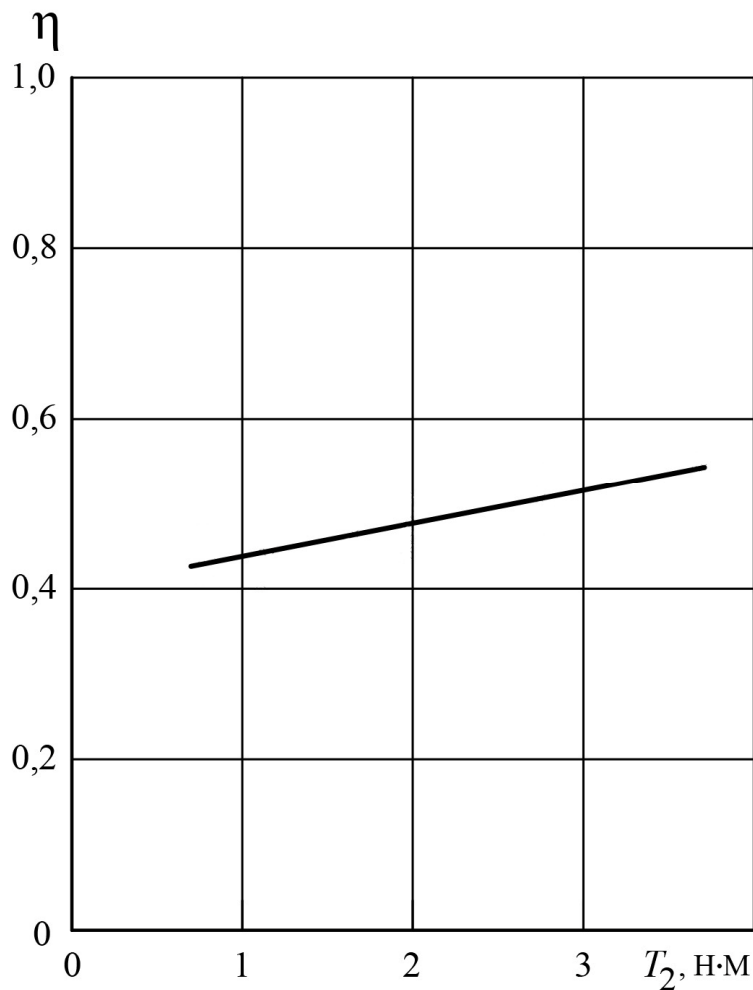


Рисунок 4.22 – зависимость коэффициента полезного действия от момента на выходном валу

## 4.5 Выводы

1 При геометрическом синтезе волновой цепной передачи генератор, пластины, жесткое колесо и направляющий диск должны как можно ближе быть расположены друг ко другу вдоль направления оси передачи.

2 Для максимального коэффициента перекрытия зубьев жесткого колеса необходимо выбирать максимально возможное значение амплитуды  $s$ , при условиях выпуклости генератора, отсутствия самопересечения рабочей поверхности зубьев жесткого колеса.

3 Производя геометрический синтез, направляющий диск можно располагать ближе к плоскости, в которой расположены центры сферических опор пальцев, отдавая приоритет жесткому колесу.

4 При определении геометрических параметров направляющего диска важно соблюсти условие существования перемычек между отверстиями и обеспечить их достаточную прочность.

5. Разработана методика геометрического синтеза волновой цепной передачи, позволяющая спроектировать волновую цепную передачу в диапазоне передаточных отношений от 2 до 60, при пространственном движении пальцев цепи.

6 Созданные макеты с передаточными отношениями 2, 6, 8 и 10 доказали работоспособность волновой цепной передачи и правильность методик синтеза ее геометрических параметров.

7 На разработанном стенде экспериментально установлено для волновой цепной передачи с передаточным отношением 8 значение КПД, равное 0,54, достигнутое при ограниченном технологическими возможностями крутящем моменте на выходном валу 3,7 Нм.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе изложены следующие результаты исследования.

1 Проведенный анализ существующих волновых передач показал перспективность использования в качестве гибкого звена волновой передачи цепи, пальцы которой совершают пространственное движение, позволяющее создавать волновые передачи с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

2 Разработана волновая цепная передача с гибким звеном в виде цепи, состоящей из пальцев, установленных на опорном диске посредством сферических кинематических пар и взаимодействующих с генератором, зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска.

3 Разработана математическая модель цепи, в которой движение пластин представлено многоугольником, построенным на центрах шарниров пластин, внутренние углы которого изменяются по гармоническому закону, позволяющая обеспечить постоянство шага цепи.

4 Разработана математическая модель пространственного движения пальцев цепи, в которой перемещение пальцев представлено в виде вращательного движения твердого тела относительно неподвижной точки, учитывающая особенность одностороннего объединения пальцев пластинами цепи.

5 Разработана методика синтеза рабочих поверхностей генератора, зубьев жесткого колеса и отверстий направляющего диска, в основе которой лежат результаты математического моделирования движения пластин и пальцев цепи, обеспечивающая линейный контакт пальцев с генератором, жестким колесом и направляющим диском.

6 Волновая цепная передача с гибким звеном в виде пальцевой цепи обеспечивает коэффициенты перекрытия в зацеплении пальцев с зубьями жесткого колеса и отверстиями направляющего диска 45...48,8 % и 50 %, соответственно.

7 Разработана методика синтеза геометрических параметров волновой цепной передачи, позволяющая создавать работоспособные конструкции волновых цепных передач с диапазоном передаточных отношений от 2 до 60.

8 Созданные макеты с передаточными отношениями 2, 6, 8 и 10 доказали работоспособность волновой цепной передачи и правильность методик синтеза ее геометрических параметров.

9 На разработанном стенде экспериментально установлено для волновой цепной передачи с передаточным отношением 8 значение КПД, равное 0,54, достигнутое при ограниченном технологическими возможностями крутящем моменте на выходном валу 3,7 Нм.

10 Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе механико-технологического факультета ФГБОУ ВПО "Новосибирский государственный технический университет" при подготовке бакалавров и магистров.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **А.с. 1049696 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16D 3/02.** Муфта для передачи вращения в герметичную полость [Текст] / А. Т. Александрова, Е. Н. Ивашов, М. И. Некрасов, Г. М. Папцов, Г. А. Полотай, С. В. Степанчиков. – № 3456840/25-27; заявл. 17.06.82; опубл. 23.10.83, Бюл. № 39.
2. **А.с. 1062453 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Волновая герметичная передача-муфта [Текст] / И. Ю. Григорьев, Е. Н. Ивашов, М. И. Некрасов, С. В. Степанчиков, Б. И. Соколов. – № 3490453/25-28; заявл. 15.09.82; опубл. 23.12.83, Бюл. № 47.
3. **А.с. 1067262 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Гибкое колесо волновой передачи [Текст] / Е. Н. Ивашов, М.А. Куликов, М. И. Некрасов, С. В. Степанчиков. – № 3500321/25-28; заявл. 13.10.82; опубл. 15.10.84, Бюл. № 2.
4. **А.с. 1118818 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Гибкое колесо волновой передачи [Текст] / Е. Н. Ивашов, М. И. Некрасов, С. В. Степанчиков. – № 3514681/25-28; заявл. 13.10.82; опубл. 15.10.84, Бюл. № 38.
5. **А.с. 1137269 СССР, МПК<sup>4</sup> F 16H 1/00.** Сдвоенная волновая зубчатая передача [Текст] / М. Н. Иванов, А. С. Разин, Л. С. Бойко, В. А. Финогенов, А. А. Чиров, В. И. Тростин. – № 2948791/25-28; заявл. 30.06.80; опубл. 30.01.85, Бюл. № 4.
6. **А.с. 1335757 СССР, МПК<sup>4</sup> F 16H 1/00.** Передача с промежуточными звеньями [Текст] / К. П. Жуков, Е. А. Чуфистов, К. С. Серов. – № 3985921/25-28; заявл. 06.12.85; опубл. 07.09.87, Бюл. № 33.
7. **А.с. 1411534 СССР, МПК<sup>4</sup> F 16H 1/00.** Зубчатая передача с промежуточным звеном [Текст] / А. И. Смелягин, Ю. С. Поляков. – № 3613793/25-28; заявл. 01.07.83; опубл. 23.07.88, Бюл. № 27.
8. **А.с. 1525367 СССР, МПК<sup>4</sup> F 16H 1/00.** Волновая зубчатая передача Полетучего А. И. [Текст] / А. И. Полетучий. – № 4288650/25-28; заявл. 22.07.87; опубл. 30.11.89, Бюл. № 44.

9. **А.с. 1539431 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Волновая передача [Текст] / В. В. Петросов, С. В. Петросова, Г. В. Петросов. – № 4335030/25-28; заявл. 25.11.87; опубл. 30.01.90, Бюл. № 4.
10. **А.с. 1726870 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Цепная волновая передача [Текст] / Г. К. Рябов, С. В. Бушев, Е. В. Каратанов. – № 4817766/28; заявл. 13.02.90; опубл. 15.04.92, Бюл. № 14.
11. **А.с. 266497 СССР, МПК<sup>6</sup> F 16H 9/00.** Волновая передача [Текст] / Л. А. Малкин. – № 1156357/25-28; заявл. 17.05.67; опубл. 17.03.70, Бюл. № 11.
12. **А.с. 302531 СССР, МПК<sup>1</sup> F 18H 1/00.** Волновая передача [Текст] / Л. М. Ивачев. – № 1189660/25-28; заявл. 14.09.67; опубл. 28.04.71, Бюл. № 15.
13. **А.с. 373468 СССР, МПК<sup>6</sup> F 16H 1/00.** Волновой зубчатый редуктор [Текст] / А. Д. Муханов. – № 1482992/25-28; заявл. 12.10.1970; опубл. 12.03.73, Бюл. № 14.
14. **А.с. 396489 СССР, МПК<sup>6</sup> F 16H 1/00.** Волновая передача [Текст] / Л. М. Ивачев. – № 1696748/25-28; заявл. 13.09.71; опубл. 29.08.73, Бюл. № 36.
15. **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
16. **Барис, А. В.** Волновая передача [Текст] / А. В. Барис. В. П. Гилета // Актуальные вопросы строительства [Электронный ресурс] : труды VI Всероссийской конференции, Новосибирск, 9-11 апреля 2013 г. – Новосибирск : НГАСУ (Сибстрин), 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – С-73-79.
17. **Барис, А. В.** Волновая передача с гибким колесом в виде пальцевой цепи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Инновации в машиностроении – основа технологического развития России : материалы VI междуна-

родной научно-технической конференции, Барнаул, 23-26 сентября 2014 г. – Барнаул : АлтГТУ, 2014. – Ч.1 - С.124-128.

18. **Барис, А. В.** Кинематика цепной волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, А. И. Смелягин // Научные основы высоких технологий : труды международной научно-технической конференции, Новосибирск, 16-19 сентября 1997 г. – Новосибирск : НГТУ, 1997. – Т.4 – С. 118-120.

19. **Барис, А. В.** Коэффициент полезного действия волновой передачи [Текст] // А. В. Барис, В. П. Гилета // Доклады академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2014.– Вып. 2-3(23-24). – С. 50-56.

20. **Барис, А. В.** Моделирование законов движения элементов волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук: труды международной научной конференции, Новосибирск, 6-10 октября 2014 г. – Новосибирск : ИГД им. Н. А. Чинакала СО РАН, 2014. – №2 – С. 76-81.

21. **Барис, А. В.** Определение диаметра рабочей поверхности роликов генератора волн цепной волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, А. И. Смелягин // Научные основы высоких технологий : труды международной научно-технической конференции, Новосибирск, 16-19 сентября 1997 г. – Новосибирск : НГТУ, 1997. – Т.4 – С. 121-125.

22. **Барис, А. В.** Профилирование зубьев волновой передачи [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Доклады академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2013.– Вып. 1(20). – С. 80–86.

23. **Барис, А. В.** Цепная волновая передача [Текст] / А. В. Барис, В. П. Гилета // Известия ВУЗов. Строительство. – 2014. – №5. - С.84-90.

24. **Белоусов, В. Я.** Передачи с подвижными звеньями [Текст] : учеб. пособие / В. Я. Белоусов, Ю. Н. Лифанов. – Киев : УМК ВО, 1989. – 59 с.

25. **Беляев, А. Е.** Цилиндрические зубчато-роликовые передачи [Текст] / А. Е. Беляев. – Новоуральск : НГТИ, 2002. – 196 с.

26. **Бубенчиков, А. М.** Математическое моделирование динамики нового вида зацепления [Текст] / А. М. Бубенчиков, Н. Р. Щербаков // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 314. – № 5. – С. 246-250.
27. **Бубенчиков, А. М.** Математическое моделирование работы зубчатой реечной передачи с эксцентриково-циклоидальным зацеплением [Текст] / А. М. Бубенчиков, В. В. Становской, С. М. Казакиявичюс, Т. А. Ремнева // Вычислительные технологии. – 2010. – Т. 15. – № 1. – С. 53-59.
28. **Вильдгабер, Э.** Основы зацепления конических и гипоидных передач [Текст] / Э. Вильдгабер. – М. : Машгиз, 1948. – 173 с.
29. **Волков, Д. П.** Волновые зубчатые передачи [Текст] / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев ; под. ред. Д. П. Волкова, А. Ф. Крайнева. – Киев : Техника, 1976. – 222 с.
30. **Волков, Д. П.** Волновые передачи и их применение в строительных и дорожных машинах [Текст] / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев, А. И. Жидяев. – М. : ЦНИИТ Эстроймаш, 1970. – 68 с.
31. **Воробьев, Н. В.** Цепные передачи [Текст] / Н. В. Воробьев. – М. : Машгиз, 1962. – 240 с.
32. **Гаглоев, А. А.** Определение внутренних потерь в гибком элементе волновых передач [Текст] / А. А. Гаглоев // Волновые и цепные передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1967. – С. 120-123.
33. **Герашенко, А. Н.** Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов [Текст] / А. Н. Герашенко, В. А. Постников, С. Л. Самсонович. – М. : МАИ-ПРИНТ, 2010. – 126 с.
34. **Гинзбург, Е. Г.** Волновые зубчатые передачи [Текст] / Е. Г. Гинзбург. – Л. : Машиностроение, 1969. – 160 с.
35. **Гинзбург, Е. Г.** Проектный ряд волновых редукторов общего назначения [Текст] / Е. Г. Гинзбург, Г. М. Погосян // Машиностроение : сборник трудов. – Красноярск : КПИ, 1972. – вып. 6. – С. 18-39.

36. **Гинзбург, Е. Г.** Структура и кинематика волновых зубчатых механизмов [Текст] / Е. Г. Гинзбург // Теория передач в машинах : сборник статей. – М. : Машиностроение, 1966. – С. 129-137.

37. **Горелов, Л. К.** Распределение нормальных напряжений в поперечных сечениях гибких колец зубчатых волновых передач [Текст] / Л. К. Горелов, Д. И. Омельченко // Волновые и цепные передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1967. – С. 87-96.

38. **Готовцев, А. А.** Проектирование цепных передач [Текст] : Справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1982. – 336 с.

39. **Дудко, В.Д.** Исследование зацепления волновой зубчатой передачи с учетом пространственной деформации гибкого колеса [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.02 / В. Д. Дудко. – М., 1974. – 18 с.

40. **Журавлев, Г. А.** Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения [Текст] / Г. А. Васильев // Редукторы и приводы. – 2006. – № 1(04). – С. 38-45.

41. **Зиновьев, В. П.** О силовом расчете волновой передачи [Текст] / В. П. Зиновьев, Н. И. Левитский, В. К. Рубцов // Механические волновые передачи и механизмы : сборник трудов. – М. : ВЗПИ, 1969. – вып. 2. – С. 9-22.

42. **Иванов, М. Н.** Волновая передача со специальными профилями зубьев колес [Текст] / М. Н. Иванов, В. Н. Ромашин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1975. – № 8. – С. 30-36.

43. **Иванов, М. Н.** Волновые зубчатые передачи [Текст] / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1981. – 183 с.

44. **Иванов, М. Н.** Детали машин [Текст] : учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / М. Н. Иванов. – 5-е изд. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.

45. **Иванов, М. Н.** К вопросу о выборе параметров зацепления волновых зубчатых передач [Текст] / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, В. Д. Митрофович // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1970. – № 8. – С. 46-52.
46. **Иванов, М. Н.** Некоторые результаты комплексных экспериментальных исследований волновых зубчатых редукторов [Текст] / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов, Ю. И. Абалтусов // Волновые зубчатые передачи. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1970. – № 1. – С. 46-52.
47. **Иванов, М. Н.** О кинематике волновых передач [Текст] / М. Н. Иванов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – № 8. – С. 24-29.
48. **Иванов, М. Н.** Расчет относительного положения зубьев в волновой передаче [Текст] / М. Н. Иванов, В. Д. Митрофович, С. А. Шувалов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1969. – № 8. – С. 75-78.
49. **Клеников, С. С.** Основные сведения и краткий обзор работ по волновым передачам, опубликованных в период с 1962 по 1982 годы включительно [Текст] / С. С. Клеников, А. П. Панферов, Э. П. Амосова // Депонир. в ВИНТИ 20.11.84 г., № 7442-84 / Завод-втуз при Моск. автомобильном заводе им. И. А. Лихачева. – М., 1984. – 26 с.
50. **Ковалев, Н. А.** Передачи гибкими колесами [Текст] / Н. А. Ковалев. – М. : Машиностроение, 1979. – 200 с.
51. **Ковалев, Н.А.** Континуальная модель передачи гибкими колесами [Текст] / Н. А. Ковалев // Машиноведение. – 1978. – №5. – С. 45-48.
52. **Ковалев, Н.А.** Некоторые вопросы теории волновых зубчатых передач [Текст] / Н. А. Ковалев // Машиноведение. – 1973. – №2. – С. 48-53.
53. **Ковалев, Н.А.** О распределении нагрузки по зубьям в волновой передаче [Текст] / Н. А. Ковалев // Машиноведение. – 1974. – №5. – С. 44-49.
54. **Ковалев, Н.А.** Об одном методе расчета зубцовых давлений в волновой зубчатой передаче [Текст] / Н. А. Ковалев // Машиноведение. – 1976. – №6. – С. 40-43.

55. **Ковалев, Н.А.** Общие основы теории передач гибкими колесами [Текст] / Н. А. Ковалев // *Машиноведение*. – 1977. – №5. – С. 59-65.
56. **Ковалев, Н.А.** Теория зубчатой волновой передачи [Текст] / Н. А. Ковалев // *Теоретическая механика и детали машин : сборник трудов*. – М. : МЭИ, 1973. – №2. – С. 48-53.
57. **Когаев, В. П.** Прочность и износостойкость деталей машин [Текст] : учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М. : Высш. шк., 1991. – 319 с.
58. **Колесник, А. И.** Экспериментальное исследование зубчатых волновых передач [Текст] / А. И. Колесник, Н. В. Гварамадзе // *Волновые и цепные передачи : сборник трудов*. – М. : Станкин, 1967. – С. 103-110.
59. **Костиков, Ю. В.** Кинематическая погрешность и мертвый ход волновых зубчатых передач внешнего деформирования [Текст] / Ю. В. Костиков, Г. А. Тимофеев, Ф. И. Фурсяк // *Известия ВУЗов. Машиностроение*. – 2013. – № 8. – С. 30-34.
60. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи [Текст] : Справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кудряшов, Е. Г. Гинзбург [и др.] ; под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кудряшова. – Л. : Машиностроение, 1977. – 535 с.
61. **Ларииков, Е. А.** Расчет и проектирование кулачковых механизмов приборов [Текст] / Е. А. Ларииков. – М. : Машиностроение, 1968. – 104 с.
62. **Левитский, Н. И.** Кулачковые механизмы [Текст] / Н. И. Левитский. – М. : Машиностроение, 1964. – 287 с.
63. **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие для вузов / Н. И. Левитский. – 2-е изд. – М. : Наука, 1990. – 592 с.
64. **Лимаренко, Г. Н.** Синтез геометрических параметров зацепления реечного механизма с волновым характером взаимодействия звеньев [Текст] / Г. Н. Лимаренко // *Известия ВУЗов. Машиностроение*. – 1986. – № 2. – С. 67-71.

65. **Литвин, Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений [Текст] / Ф. Л. Литвин. – М. : Государственное изд-во физико-математической литературы, 1960. – 444 с.
66. **Люминарский, С. Е.** Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн [Текст] / С. Е. Люминарский, И. Е. Люминарский // Машиностроение и инженерное образование. – 2012. – № 2. – С. 45-52.
67. **Люминарский, С. Е.** Собственная кинематическая погрешность волновой зубчатой передачи [Текст] / С. Е. Люминарский // Машиностроение и инженерное образование. – 2008. – № 2. – С. 53-56.
68. Машиностроение [Текст] : Энциклопедия : в 40 т. / Д. Н. Решетов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1995. – Т. IV-1 : Детали машин. Конструкционная прочность. трение, износ, смазка. – 864 с.
69. **Машнев, М. М.** Теория механизмов и машин и детали машин [Текст] : учеб. пособие для студентов немашиностроительных специальностей вузов / М. М. Машнев, Е. Я. Красковский, П. А. Лебедев. – 2-е изд. – Л. : Машиностроение, 1980. – 512 с.
70. **Мехаев, М. Б.** Определение углов поворота образующих зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи [Текст] / М. Б. Мехаев // Волновые передачи : сборник трудов. – М. : Московская правда, 1975. – С. 77-87.
71. **Непомнящих, Г. Е.** Графоаналитический метод определения угла профиля зуба волновой передачи [Текст] / Г. Е. Непомнящих // Волновые передачи : сборник трудов. – М. : Московская правда, 1975. – С. 174-180.
72. **Непомнящих, Г. Е.** Специальная геометрия зацепления для волновой зубчатой передачи [Текст] / Г. Е. Непомнящих, В. Н. Татищев // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1971. – № 2. – С. 69-73.
73. **Непомнящих, Г.Е.** Экспериментальное исследование волнового зубчатого редуктора из пластмассы [Текст] / Г. Е. Непомнящих, В. Н. Тати-



щев // Волновые передачи : сборник трудов. – М. : Московская правда, 1975. – С. 202-215.

74. **Осипова, О. М.** Технология изготовления гибких колес волновых передач [Текст] / О. М. Осипова, П. А. Плексановский // Волновые зубчатые передачи. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1973. – С. 13-16.

75. **Орлов, П. И.** Основы конструирования [Текст] : Справочно-методическое пособие / П. И. Орлов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.

76. **Панкратов, Э. Н.** Волновые редукторы с промежуточными звеньями [Текст] / Э. Н. Панкратов, В. В. Шумский, С. В. Лушников // Бурение и нефть. – 2003. – № 2. – С. 26-28.

77. **Пат. 1835007 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16H 1/00.** Волновой редуктор [Текст] / Поздняков В. М. ; заявитель и патентообладатель Специальное конструкторское технологическое бюро Производственного объединения «Востокподъемтрансмаш». – № 4901233/28; заявл. 09.01.91; опубл. 15.08.93, Бюл. № 30.

78. **Пат. 2091633 Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> F 16H 1/00.** Цепная волновая передача [Текст] / Малышкина О. Б., Лякишев Д. Л., Агаханян Л. Г.; патентообладатель Л. Г. Агаханян. – № 94019865/28; заявл. 30.05.94; опубл. 27.09.97, Бюл. № 27.

79. **Пат. 2306464 Российская Федерация, МПК F 16H 25/06, F 16H 1/00.** Волновая передача с параллельными осями [Текст] / Гладышев Г. Н., Иванов П. П.; патентообладатель ОАО «НПЦ «Полюс» – № 2005103039/11; заявл. 07.02.2005; опубл. 20.09.2007, Бюл. № 26.

80. **Пат. 2309310 Российская Федерация, МПК F 16H 21/16.** Волновая речная передача с промежуточными звеньями в виде клиньев [Текст] / Лимаренко Г. Н., Шевчугов М. В., Рагимханов А. В.; патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет» – № 2006109984/11; заявл. 28.03.2006; опубл. 27.10.2007, Бюл. № 30.

81. **Пат. 2320909 Российская Федерация, МПК F 16H 1/00, F 16H 25/06.** Волновая зубчатая цилиндрическая передача [Текст] / Осипов В. И., Осипов И. Б.; патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Марийский государственный технический университет – № 2006125296/11; заявл. 13.07.2006; опубл. 27.03.2008, Бюл. № 9.

82. **Пат. 2330199 Российская Федерация, МПК F 16H 15/00.** Волновая передача [Текст] / Корепанов Л. В., Ермолаев М. В., Плеханов Д. Ф., Кузнецов В. С.; патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Ижевский государственный технический университет» – № 2007108878/11; заявл. 09.03.2007; опубл. 27.07.2008, Бюл. № 21.

83. **Пат. 2341710 Российская Федерация, МПК F 16H 25/06.** Эксцентриковая шариковая передача (варианты) [Текст] / Становской В. В., Казакивичюс С. М., Ремнева Т. А., Кузнецов В. М.; патентообладатель В. В. Становской – № 2007126016/11; заявл. 09.07.2007; опубл. 20.12.2008, Бюл. № 35.

84. **Пат. 2405993 Российская Федерация, МПК F 16H 1/00, F 16H 55/00.** Волновая зубчатая передача [Текст] / Гребенкин В. З., Акулов Р. И., Васильев П. В.; патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования московский государственный институт электронной техники (технический университет). – № 2009121199/11; заявл. 04.06.2009; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 34.

85. **Пат. 2478847 Российская Федерация, МПК F 16H 1/00.** Передача [Текст] / Барис А. В., Гилета В. П.; патентообладатель А. В. Барис – № 2011129134/11; заявл. 13.07.2011; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 10.

86. **Персов, Б. З.** Расчет и проектирование экспериментальных установок [Текст] / Б. З. Персов. – 2-е изд. – Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2006. – 348 с.

87. **Полетучий, А. И.** Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов [Текст] / А. И. Полетучий. – Харьков : НАУ ХАИ им. Жуковского, 2005. – 675 с.
88. Прикладная механика [Текст] : учеб. для вузов / В. В. Джамай, Ю. Н. Дроздов, Е. А. Самойлов. – М. : Дрофа, 2004. – 414 с.
89. **Раевский, Н. П.** Методы экспериментального исследования механических параметров машин [Текст] / Н. П. Раевский. – М. : Академия наук СССР, 1952. – 236 с.
90. **Решетов, Д. Н.** Детали машин [Текст] : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
91. **Синкевич, Ю. Б.** Анализ напряженного состояния гибкого колеса – кольца волновой передачи [Текст] / Ю. Б. Синкевич // Волновые передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1970. – С. 192-202.
92. **Синкевич, Ю. Б.** Исследование напряженного состояния и основы расчета гибкого зубчатого колеса-кольца в условиях его работы в волновой передаче [Текст] / Ю. Б. Синкевич // Волновые и цепные передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1970. – С. 95-101.
93. **Синкевич, Ю. Б.** Приближенный анализ потерь в зубчатом двухволновом редукторе [Текст] / Ю. Б. Синкевич // Волновые и цепные передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1967. – С. 111-119.
94. **Скворцова, Н. А.** Особенности зацепления в высшей паре волновой зубчатой передачи [Текст] / Н. А. Скворцова, Х. Р. Казыханов, Н. А. Дмитриева // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1976. – № 9. – С. 77-81.
95. **Смелягин, А. И.** Синтез волновой цепной передачи [Текст] / А. И. Смелягин, А. А. Терских // Задачи динамики и управления машинами и механизмами : сборник научных трудов. – Новосибирск : Новосиб. электротехн. ин-т, 1988. – С. 72-78.
96. **Становской, В. В.** Двухступенчатый редуктор на основе эксцентриково-циклоидального зацепления (зацепление ExCyGear) [Текст] / В.

В. Становской, С. М. Казакиявичюс, Т. А. Ремнева, В. М. Кузнецов, А. М. Бубенчиков, Н. Р. Щербаков, Й. Шмидт // Вестник машиностроения. – 2011. – № 12. – С. 41-43.

97. **Становской, В. В.** Новый вид зацепления колёс с криволинейными зубьями [Текст] / В. В. Становской, С. М. Казакиявичюс, Т. А. Ремнева, В. М. Кузнецов, А. М. Бубенчиков, Н. Р. Щербаков // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 9 (138). – С. 34-39.

98. **Степнов, М. Н.** Статистические методы обработки результатов механических испытаний [Текст] : Справочник / М. Н. Степнов. – М. : Машиностроение, 1985. – 232 с.

99. **Сычев, А. А.** Волновая передача с применением стандартной многорядной втулочно-роликовой цепи [Текст] / А. А. Сычев // Вестник машиностроения. – 1971. – № 9. – С. 41-43.

100. **Сычев, А. А.** К вопросу профилирования зубьев волновых передач с роликовой цепью [Текст] / А. А. Сычев // Физика. Теория механизмов и машин : материалы конференций 1968 г. – Ижевск : Удмуртия, 1969. – С. 52-55.

101. **Сычев, А. А.** Создание и исследование волновых передач с гибким колесом в виде стандартной многорядной роликовой цепи [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.161 / А. А. Сычев. – Пермь, 1972. – 20с.

102. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

103. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М. З. Коловский, А. Н. Евграфов, Ю. А. Семёнов, А. В. Слоущ. – 3-е изд. – М. : Академия, 2008. – 560 с.

104. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Ю. А. Матвеев, Л. В. Матвеева. – М. : Альфа-М, Инфра-М, 2009. – 320 с.

105. **Турышев, В. А.** Экспериментальные волновые передачи [Текст] / В. А. Турышев, Д. П. Волков // Машиностроение : сборник трудов. – Красноярск : КПИ, 1971. – вып. 5. – С. 29-45.
106. **Цейтлин, Н. И.** Волновые передачи [Текст] / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Вопросы ракетной техники. – 1965. – № 8. – С. 48-56.
107. **Цейтлин, Н. И.** Методика геометрического расчета волновых зубчатых передач [Текст] / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Волновые и цепные передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1967. – С. 9-20.
108. **Цейтлин, Н. И.** Практический расчет и проектирование зубчатых волновых передач [Текст] / Н. И. Цейтлин, Н. В. Гварамадзе, В. Н. Кареев // Волновые передачи : сборник трудов. – М. : Станкин, 1970. – С. 340-373.
109. **Шендерова, Е. Н.** Исследование геометрии и кинематики волнового зубчатого зацепления [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.021 / Е. Н. Шендерова. – М., 1970. – 24с.
110. **Шувалов, С. А.** Методика расчета геометрии зацепления волновых зубчатых передач [Текст] / С. А. Шувалов, М. Н. Иванов, П. К. Попов, В. А. Финогенов, Э. П. Амосова // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1969. – № 9. – С. 20-25.
111. **Шувалов, С. А.** Производящий исходный контур для волновых зубчатых передач [Текст] / С. А. Шувалов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1971. – № 2. – С. 30-34.
112. **Шувалов, С. А.** Расчет волновых передач с учетом податливости звеньев [Текст] / С. А. Шувалов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1971. – № 10. – С. 59-63.
113. **Шувалов, С. Д.** Пространственное представление зацепления волновой передачи [Текст] / С. Д. Шувалов, В. Д. Дудко // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1972. - № 10. – С. 45-49.
114. **Щербаков, Н. Р.** Оптимизация параметров нового зацепления колес с криволинейными зубьями [Текст] / Н. Р. Щербаков // Известия том-

ского политехнического университета. – 2009. – Т. 314. – № 5. – С. 244+-246.

115. **Янгулов, В. С.** Волновые передачи с промежуточными телами (состояние, результаты и задачи) [Текст] / В. С. Янгулов // Известия Томского политехнического университета. – 2007. – №2. – С. 14-18.

116. **Янгулов, В. С.** Зубчатые передачи повышенной точности и долговечности [Текст] / В. С. Янгулов. – Томск : ТПУ, 2008. – 136 с.

117. **Янгулов, В. С.** Кинематическая погрешность волновой передачи промежуточными телами качения [Текст] / В. С. Янгулов // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 314. – № 2. – С. 49-54.

118. **Musser, C. W.** New look at Elastik / C. W. Musser // Machine Design. – 1961. – № 8. – P. 150-156.

119. **Musser, C. W.** The harmonic drive / C. W. Musser // Machine Design. – 1960. – № 8. – P. 160-173.

ПРИЛОЖЕНИЯ

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2478847

## ПЕРЕДАЧА

Патентообладатель(ли): **Барис Андрей Викторович (RU)**

Автор(ы): **Барис Андрей Викторович (RU), Гилета Владимир Павлович (RU)**

Заявка № 2011129134

Приоритет изобретения **13 июля 2011 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации **10 апреля 2013 г.**

Срок действия патента истекает **13 июля 2031 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов





"УТВЕРЖДАЮ"

Проректор по учебной работе  
ФГБОУ ВПО

"Новосибирский государственный  
технический университет"  
д.т.н., профессор



А.А. Батаев

ноября 2014 г.

### АКТ

использования результатов  
диссертационной работы в учебном процессе

Диссертационная работа аспиранта Бариса Андрея Викторовича "Теоретическое обоснование и синтез волновой цепной передачи" направлена на расширение диапазона передаточных отношений волновой передачи, посредством обоснования параметров гибкого колеса в виде пальцевой цепи с пространственным движением пальцев. Полученные результаты используются в учебном процессе на механико-технологическом факультете при подготовке бакалавров, обучающихся по направлениям 15.03.02 – "Технологические машины и оборудование", 15.03.04 – "Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении" и 15.03.05 – "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", а именно, в лекционных курсах и практических занятиях по дисциплинам "Теория механизмов и машин", "Основы конструирования машин и механизмов" и "Детали машин".

Декан механико-технологического  
факультета, к.т.н., доцент

В.В.Янпольский