

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВИАЦИОННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А.
Башта А.В., Филь П.В., Бойко Г.А.**

**ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫЕ ГЛОБОИДНЫЕ И
СПИРОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Монография

Киев 2017

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВИАЦИОННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А.,
Башта А.В., Филь П.В., Бойко Г.А.

**ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫЕ ГЛОБОИДНЫЕ И
СПИРОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Монография

Киев 2017

УДК 621.833.1

Рекомендовано Вченою радою
Національного авіаційного університету
(протокол № ___ від _____)

Рецензенти:

Пасіка В.Р. – д.т.н., проф. каф. Технічної механіки та динаміки машин, Національний університет «Львівська політехніка»;

Сапронова С.Ю. – д.т.н., проф. каф. Вагони та вагонне господарство, Державний економіко-технологічний університет транспорту;

Мнацаканов Р.Г. – д.т.н., проф. каф. Організації авіаційних робіт та послуг, Національний авіаційний університет

Ш155 **Шишов В.П.**

Высоконагруженные глобоидные и спироидные червячные передачи: монографія / **Шишов В.П.**, Носко П.Л., Муховатый А.А., Башта А.В., Филь П.В., Бойко Г.А. – Киев: Изд-во НАУ, 2017 - ___ с., табл. ___, ил. ___, библ. ___ назв.

ISBN

Викладено теорію синтезу по заданих геометрокінематичних критеріях й основи проектування високонавантажених глобоїдних з циліндричним колесом і спіроїдних черв'ячних передач.

Проведено порівняльний аналіз критеріїв працездатності таких черв'ячних передач і надано рекомендації з визначення їхніх геометричних параметрів. Встановлено, що синтезовані глобоїдні і спіроїдні черв'ячні передачі мають більш високу навантажувальну здатність у порівнянні з відомими передачами.

Для викладачів, аспірантів, студентів, інженерно-технічних працівників і науковців.

ISBN

УДК 621.833.1

© **Шишов В.П.**, Носко П.Л.,
Муховатый А.А. Башта А.В.,
Филь П.В., Бойко Г.А., 2017

© Национальный авиационный университет, 2017

Монографія

Валентин Павлович ШИШОВ

Павло Леонідович НОСКО

Олександр Олександрович МУХОВАТИЙ

Олександр Васильович БАШТА

Павло Володимирович ФІЛЬ

Григорій Олексійович БОЙКО

ВИСОКОНАВАНТАЖЕНІ ГЛОБОЇДНІ
ТА СПРОЇДНІ ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Російською мовою

Літ. редактор

Техн. редактор

Оригінал - макет

Підписано до друку

Формат 60x84 1/16. Папір типогр. Гарнітура
Times.

Друк офсетний. Умов. друк.арк. Обл. вид.
арк.

Тираж екз. Вид № Замов. № Ціна
договірна

Видавництво Національного авіаційного університету

Адреса видавництва:

Телефон:

E-mail:

ПРЕДИСЛОВИЕ

В приводах современных машин благодаря высокой нагрузочной способности находят применение глобоидные и спироидные передачи, поэтому исследования, направленные на создание глобоидных и спироидных червячных передач с улучшенными геометро-кинематическими показателями и повышенной нагрузочной способностью являются актуальными. В монографии приведены результаты исследований глобоидных червячных передач с цилиндрическими косозубыми и прямозубыми колесами и спироидных червячных передач с повышенной нагрузочной способностью.

В первой главе монографии дается обзор исследований глобоидных и спироидных червячных передач и определены основные направления дальнейших исследований таких червячных передач.

Во второй главе разработана математическая модель обобщенного зубчатого колеса, уравнение поверхности зубьев которого представлено в виде комбинации функций, определяющих продольную и поперечную форму его зубьев, получены основные геометрические характеристики этого колеса. Разработаны обобщенные математические модели гиперблоидной зубчатой передачи с цилиндрическими прямозубым и косозубым зубчатыми колесами с обобщенными профилями зубьев, применяемыми для девяти схем передач зацеплением.

В третьей главе получены уравнения зацеплений и уравнения поверхностей зацеплений червячных и винтовых передач, образуемых с помощью цилиндрических прямозубых и косозубых цилиндрических колес, определены геометро-кинематические критерии несущей способности таких передач, а также разработаны дифференциальные уравнения для синтеза геометрии этих передач по заданным максимальной суммарной скорости движения точек контакта рабочих поверхностей и углу между вектором скорости скольжения и характеристикой.

В четвертой главе разработан алгоритм решения дифференциального уравнения методом Рунге – Кутты при синтезе глобоидных червячных и винтовых зубчатых передач по суммарной максимальной скорости движения точек контакта,

получены координаты профилей торцовых сечений зубьев колеса. Установлено, что при таком синтезе зубья колеса могут иметь вогнутый, выпуклый или выпукло-вогнутый профили.

В пятой главе проведен численный анализ геометро-кинематических показателей синтезированных глобоидных червячных и винтовых передач с прямозубым и косозубым цилиндрическими колесами. Установлено, что такие передачи имеют нагрузку заедания в два раза выше эвольвентных червячных (винтовых) передач.

В шестой главе определены для общего случая геометро-кинематические показатели спироидной передачи, получены в общем виде значения ее комплексных критериев и дифференциальные уравнения для синтеза спироидного зацепления по значению минимальной приведенной кривизны.

В седьмой главе проведен синтез спироидных передач и анализ значений их геометро-кинематических и комплексных критериев работоспособности по полю зацепления. Установлено, что синтезированные по значению минимальной приведенной кривизны спироидные передачи имеют в 1,4...1,7 больше значения расчетных критериев работоспособности известных передач. При этом также установлено, что увеличение диаметра червяка благоприятно сказывается на нагрузочной способности спироидной передачи.

В восьмой главе разработан способ нарезания глобоидных червяков и способ локализации контакта в зацеплении глобоидной червячной передачи с цилиндрическим колесом, изложены результаты лабораторных испытаний таких червячных передач. Сравнительные испытания показали, что червячные глобоидные передачи позволяют повысить КПД редуктора на 5...10% и увеличить термическую мощность в 1,5 раза в сравнении с червячной передачей с архимедовым цилиндрическим червяком. На основании экспериментальных данных установлено, что спироидные передачи с червяком увеличенного диаметра имеют повышенную на 30...35% нагрузочную способность и до 5% повышенный КПД.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ЧЕРВЯЧНЫХ, ВИНТОВЫХ, ГЛОБОИДНЫХ И СПИРОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Исследования червячных передач

Первые аналитические исследования червячных передач относятся к концу XIX века. Последующее развитие и совершенствование математического аппарата теории зацеплений позволило отечественным и зарубежным ученым в достаточно полной мере исследовать различные типы червячных передач.

Червячные передачи классифицируют в зависимости от формы червяка [72], [99], [100], [176]. Заметим, что наиболее часто в машиностроении применяют ортогональные цилиндрические и глобоидные червячные передачи с червяками различного профиля.

Геометрия и теория передач с архимедовым, эвольвентным, конволютным червяками, а также с нелинейчатым червяком, шлифуемым дисковым коническим инструментом, изложены в работах [38], [118], [119], [156]. Общим недостатком перечисленных видов червячных передач является наличие в средней части поля зацепления зоны с неблагоприятной формой контактных линий, в которой ухудшаются условия образования масляного клина и возникает опасность заедания [39]. Характерная особенность зацепления в полюсе червячной передачи с цилиндрическим червяком заключается в невозможности изменения указанного характера контакта за счет изменения профиля червяка [124]. Положительный эффект дает смещение контакта на выходную сторону зуба путем модификации поверхности зубьев колеса, позволяющей кроме локализации пятна контакта на выходе из зацепления уменьшить чувствительность передачи к погрешностям изготовления и сборки [100] [101] [104]. Для нарезания колеса используют фрезу с увеличенным по сравнению с червяком диаметром, угол скрещивания осей в станочном зацеплении отличен от 90 градусов. Сравнительные испытания позволили сделать вывод о некоторых преимуществах передач с локализованным контактом [104].

Локализации контакта, исключению неблагоприятных зон зацепления в червячных передачах посвящены также работы [152], [154].

Стремление получить червячные передачи с формой контактных линий, позволяющей повысить суммарную скорость точек контакта и, следовательно, несущую способность масляного слоя, привело к появлению новой геометрии червячной передачи – были предложены два типа червячных передач с вогнутым профилем червяка [149], [225]. При наличии коррекции такие передачи по нагрузочной способности и КПД превосходят аналогичные эвольвентные передачи [153], [156], [14]. Разработка основных вопросов теории червячных зацеплений с различными типами червяков вогнутого профиля, оценка их эксплуатационных характеристик, рекомендации по изготовлению выполнены в работе [132]. Определению теоретически оптимальной с точки зрения уменьшения потерь на трение формы вогнутого профиля червяка посвящено исследование [220]. Показано, что, используя в качестве образующей осевого профиля червяка цепную линию, можно уменьшить потери в зацеплении на 12%.

К недостаткам передач с вогнутым профилем червяка следует отнести подрезание в рабочей части зубьев колеса. В передачах с выпуклым профилем червяка подрезание отсутствует [158]. Кроме того, такие передачи имеют больший коэффициент перекрытия по сравнению с передачами с вогнутым профилем червяка и превосходят последние по размерам рабочей части поверхности зацепления при одинаковом передаточном отношении.

Другая идея повышения нагрузочной способности червячных передач заключается в придании линии контакта замкнутой формы [121]. При этом в процессе зацепления периметр линии контакта уменьшается, смазка заклинивается между зубьями колеса и витками червяка и становится промежуточным телом, передающим усилие. В настоящее время исследована геометрия ортогональных заплоских червячных передач с замкнутой линией контакта, даны рекомендации по выбору осевого профиля червяка, предложен метод экспериментального определения величины давления заклиненной смазки [141], [31], [123], [140]. Недостатком передач с замкнутыми контактными линиями является их

повышенная чувствительность к погрешностям изготовления и сборки.

Вопросы теории червячных передач получили дальнейшее развитие в исследованиях [5], [126]. Рекомендации по определению поля зацепления червячных передач приведены в работах [157], [164], [145]. Рассмотрены некоторые новые разновидности червячных передач в работах [11], [12], [198]. Вопросам нагрузочной способности и прочности, износу и КПД, теплоотдаче червячных передач посвящены работы [98], [102], [103], [105], [106], [127].

1.2. Исследования глобоидных передач

Существенное повышение нагрузочной способности червячной передачи связано с применением ее разновидности – глобоидной передачи, обладающей весьма благоприятными условиями образования масляного клина и, следовательно, высокими эксплуатационными показателями.

Классическая глобоидная передача состоит из червяка, боковая поверхность витка которого образована движением прямой линии, совершающей два вращения с постоянным отношением угловых скоростей: а) в плоскости оси червяка вокруг оси колеса; б) вместе с плоскостью, содержащей ось червяка, вокруг этой оси, и огибающего его колеса [99]. Во время приработки глобоидного зацепления происходит изменение первоначальной геометрии контактирующих поверхностей, однако в отличие от цилиндрических червячных передач этот процесс не имеет прогрессирующего характера. С целью сокращения времени приработки для получения возможности полного нагружения передачи изменяют форму витков червяка путем сообщения им завалов [72]. Другим типом модификации является корректирование червяка по шагу с соответствующим изменением геометрии червячного колеса [99].

Стремление улучшить работу глобоидной передачи потребовало применения закаленных червяков, что привело к необходимости введения операции шлифования. В связи с этим были выполнены работы по исследованию законов модификации зацепления с учетом выгодного расположения контактных линий

глобоидной передачи, содержащей червяк, витки которого шлифуются торцовой плоскостью шлифовального круга или дисковым инструментом [3], [4], [13], [15], [32], [128], [129], [134].

При проектировании глобоидных передач необходимо учитывать некоторое превосходство передачи с выпуклым червяком, длина контактных линий для которой больше, чем для передач с прямолинейным и вогнутым профилем червяка в осевом сечении [16].

Следует отметить достаточно глубокие исследования японских ученых, посвященные теории, проектированию, изготовлению и испытаниям модифицированных глобоидных передач с червяком, шлифуемым плоским шлифовальным кругом [182], [227].

Несмотря на большие преимущества по ряду геометрико-кинематических показателей несущей способности перед цилиндрической, глобоидную передачу применяют недостаточно широко из-за значительных технологических трудностей изготовления ее звеньев. Особенно большие трудности возникают при нарезании колеса передачи, поскольку до сих пор не решен вопрос точного шлифования и затыловки инструмента – глобоидной фрезы.

Перспективной в плане повышения точности представляется передача, поверхности зубьев колеса которой ограничены поверхностями вращения [125]. Весьма технологична передача, включающая звеня с активными поверхностями в виде огибающих двух эвольвентных винтовых поверхностей, находящихся в точечном касании и имеющих перекрещивающиеся оси [34]. Параметры такой передачи необходимо выбирать с учетом отсутствия интерференции в зацеплении. Указанные передачи позволяют осуществить локализацию контакта.

Особо следует выделить глобоидные передачи, колеса которых имеют прямые или наклонные к оси зубья, очерченные плоскостями [110]. Такие передачи отличаются высокой технологичностью, поскольку и червяк, и колесо могут шлифоваться плоским торцом шлифовального круга. Глобоидная передача, боковые поверхности зубьев колеса которой являются плоскостями, параллельными его оси, относится к передачам, у которых точка касания начальных поверхностей звеньев не является полюсом зацепления и имеет два поля контактных линий,

соответствующих различным направлениям вращения червяка [167]. Эта передача может применяться как кинематическая и как силовая в связи с тем, что теоретическая контактная прочность ее почти в два раза выше контактной прочности червячной передачи с цилиндрическим червяком. Использование такой передачи дает возможность локализации контакта в зацеплении при замене прямобочного колеса эвольвентным прямозубым. Локализация контакта понижает чувствительность передачи к погрешностям изготовления и монтажа при одновременном повышении ее нагрузочной способности [133].

Имеются и другие разновидности передач, составленных из глобоидного червяка и цилиндрического колеса с прямыми или винтовыми зубьями [223], [221]. Показано, что такие передачи имеют некоторые эксплуатационные и технологические преимущества по сравнению с цилиндрическими червячными передачами.

Оценка прочностных характеристик и долговечности глобоидных передач с учетом упругих деформаций червяка выполнена в работах [95-97].

1.3. Исследование винтовых передач

Винтовые передачи, как и червячные, включают звенья, расположенные на перекрещивающихся осях, отличаются компактностью, плавностью и бесшумностью работы.

Передачи, состоящие из двух эвольвентных косозубых колес, имеют ряд существенных недостатков - точечный контакт с малым коэффициентом эллиптичности (отношение осей эллиптической площадки контакта близко к единице), большое скольжение, неблагоприятную ориентацию контактного эллипса, поэтому они склонны к заеданию [35], [146], [147], [156]. Оптимизация параметров таких передач не приводит к сколь-нибудь существенным результатам, в связи с чем исследователи обращаются к системам зацеплений, отличным от эвольвентных [36].

Повышение нагрузочной способности винтовой передачи способствует использованию в качестве боковых поверхностей зубьев канальных поверхностей, находящихся в дуговом линейном

контакте [18], [180]. Качественные показатели передачи при этом повышаются, однако во избежание интерференции зубьев нужно использовать участки гиперболоидов, лежащие только по одну сторону от их горловых сечений, что снижает изгибную прочность зубьев [17], [180]. Кроме того, реализация таких передач очень сложна в технологическом плане.

В передаче "типа червячной" изменение активных поверхностей зубьев и отказ от сопряженности приводит к получению локального линейного контакта в зацеплении, что позволяет повысить нагрузочную способность и к.п.д. Модификация поверхности колеса осуществляется за счет корректур, вводимых при установке инструмента [86].

Более технологичными являются винтовые передачи, состоящие из одного эвольвентного и одного неэвольвентного или двух неэвольвентных колес [71], [33], [146], [156], [93], [94]. Такие передачи предложено называть эвольвентными (квазиэвольвентными) 1-го и 2-го рода [71]. Существуют и другие названия подобных передач, полученных на основе цилиндрических производящих колес различного профиля, - цилиндрично-гиперболоидные и гиперболоидные соответственно.

Нарезание колес для гиперболоидных передач осуществляют на зубодолбежных станках с помощью долбяков и с использованием специальных приспособлений для скрещивания осей инструмента и заготовки [71], [156]. Более производительным является способ зуботочения по а.с. № 536902, 310747. Он осуществляется на зубо и шлицефрезерных станках при скрещивании осей долбяка и нарезаемого гиперболоидного колеса [33], [146], [206]. Кроме согласованных вращательных движений инструмента и заготовки долбяку или заменяющему его инструменту сообщается движение подачи вдоль оси для нарезания зубьев по всей длине. При таком составе станочных движений режущие кромки долбяка описывают цилиндрическое производящее колесо [209].

Цилиндрично-гиперболоидные винтовые передачи с числом зубьев шестерни, равным числу зубьев долбяка, нарезаемого колеса имеют линейный контакт поверхностей зубьев (профили шестерни и долбяка, разумеется, идентичны). При использовании эвольвентного долбяка такая передача отличается от червячной с

цилиндрическим эвольвентным червяком только передаточным отношением.

Для уменьшения чувствительности цилиндро-гиперboloидных передач к различного рода погрешностям производится локализация контакта, которая может быть достигнута двумя способами – с помощью жесткой конгруэнтной или неконгруэнтной пары производящих поверхностей [71], [27], [22], [203], [204]. Такие передачи благодаря хорошим условиям контактирования обладают повышенной нагрузочной способностью и весьма технологичны, поскольку выполняются с использованием стандартного оборудования и во многих случаях стандартного зуборезного инструмента [27], [146], [203].

Передачи, состоящие из двух незвольвентных колес, имеют точечный контакт зубьев, однако приведенная кривизна поверхностей и ориентация эллиптической площадки контакта выгодно отличают их от винтовых передач, составленных из эвольвентных колес [71], [146], [33].

Повышению долговечности винтовых передач служат и другие способы получения поверхностей зубьев. В частности, зубчатые колеса для винтовых передач могут быть нарезаны червячными фрезами методом радиального врезания или дисковым коническим инструментом [147], [187]. В этих случаях необходимо соблюдение дополнительных условий для предупреждения интерференции поверхностей зубьев.

Рассмотренные выше типы винтовых и червячных передач и способы их получения показывают, что решающим фактором получения повышенной нагрузочной способности передач служит использование рациональной геометрии зацепления. На поиски такой геометрии и направлены усилия исследователей. При этом можно обнаружить общий подход в методике проведения большинства рассмотренных исследований – задается профиль и линия зуба одного из элементов пары, а затем синтезированная передача анализируется по некоторым качественным показателям с целью оценки ее нагрузочной способности.

1.4. Исследования спироидных передач

Спироидные передачи, первые сведения о которых появились в

работах [41, 62, 107, 222, 224, 226, 227], представляют собой сочетание гипоидных и червячных передач.

В сравнении с гипоидными их отличает возможность изготовления на более простом, таком же, как для червячных передач, оборудовании, значительно меньшая чувствительность к осевому положению червяка, простота регулировки зазоров в зацеплении. По отношению к червячным их преимущества заключаются в благоприятном с точки зрения возникновения в зацеплении масляного клина расположении контактных линий, большим коэффициентом перекрытия.

Первые исследования, выполненные Н.С. Голубковым [62], Б.Д. Зотовым [106, 107, 108], А.К. Георгиевым [41, 42], касались спироидных передач с архимедовым коническим червяком.

А.К. Георгиевым предложена передача с обратной конусностью, где червяк расположен таким образом, что к межосевому перпендикуляру обращен больший его торец, а не меньший, как в традиционных конических спироидных передачах. Такая конструкция позволяет увеличить диаметр вала червяка, увеличив тем самым его жесткость. Дальнейшее развитие такие передачи получили в работах А.К. Георгиева и В.А. Модзелевского [43, 44], где они представлены имеющими криволинейный профиль витков червяка.

Кроме передач с коническими червяками, большое внимание также уделено широко распространенным цилиндрическим спироидным передачам, то есть передачам с цилиндрическими червяками, впервые исследованным В.А. Овчинниковым [163]. Эту направленность имеют труды А.К. Георгиева и В.И. Гольдфарба [45, 46, 47, 48, 63], в которых представлен ряд геометрико-кинематических показателей зацепления, определяющих нагрузочную способность передачи.

Таким образом, если классифицировать ортогональные спироидные передачи по форме звеньев, то их можно условно разделить на: цилиндрические – состоящие из цилиндрического червяка и плоского колеса, конические, начальные поверхности которых имеют коническую форму, а червяк меньшим торцом обращен к межосевому перпендикуляру, то есть как в обычных гипоидных передачах, и обратно-конические, где конический червяк большим торцом расположен к межосевому

перпендикуляру.

Влиянию угла конуса червяка на величины приведенных радиусов кривизны, в значительной мере определяющих нагрузочную способность зацепления, посвящена работа В.Н. Абраменко [1]. Здесь показано, что наибольшие радиусы кривизны имеют место в конической спироидной передаче с традиционной конусностью. Однако изготовление конических червяков в большинстве случаев связано с серьезными технологическими трудностями, например, как в [44], поэтому цилиндрические спироидные передачи, несмотря на некоторое ухудшение показателей зацепления, находят широкое распространение вследствие простоты изготовления [25, 28].

Влияние на нагрузочную способность передачи таких факторов, как скорость скольжения, суммарная скорость качения в направлении, перпендикулярном контактной линии, показано в работе А.К. Георгиева и В.А. Шубина [49].

Кроме спироидных передач с архимедовым червяком, исследованию которых посвящены многие из названных работ, в [40, 193, 229] представлены эвольвентные спироидные передачи, существенным достоинством которых является возможность шлифования червяков плоским или коническим шлифовальным кругом.

В работах [2, 43, 46, 50] показана целесообразность применения криволинейного профиля витков червяка с точки зрения улучшения геометро-кинематических показателей зацепления и повышения нагрузочной способности передач. Здесь исследованы конические и цилиндрические спироидные передачи с выпукловогнутой профилем витков, описанным дугами окружностей. Левая сторона витка червяка имеет выпуклый профиль, что кроме улучшения показателей зацепления благоприятно сказывается на предотвращении подрезания зубьев колеса, правая – вогнутая.

И.М. Троицким представлены [185, 186] результаты исследования спироидных передач с многозаходным червяком.

Определению действующих в зацеплении усилий и КПД спироидных передач посвящены работы [55, 89, 163].

Разработке вопросов точности передач, методов контроля ее звеньев направлены труды А.М. Фефера и других авторов [137, 138, 191, 192, 193].

Двухколесные спироидные передачи или передачи с двумя зонами зацепления были исследованы А.К. Георгиевым и С.В. Езерской, их результаты изложены в [87, 88, 90].

Были предприняты попытки изготовления передач с чугунным колесом [51, 215], а также стальной пары [52], описанные А.К. Георгиевым и В.А. Шубиным. Эти работы показали перспективность применения чугунных спироидных колес с целью достижения высокой нагрузочной способности передачи. Использование стальной спироидной пары получило свое развитие в одном из направлений деятельности лаборатории спироидных передач Ижевского механического института по применению ее в качестве главной передачи в трансмиссии автомобиля взамен гипоидной [53, 54, 189].

А.К. Георгиевым, В.И. Гольдфарбом, А.М. Фефером исследованы спироидные передачи с червяком, имеющим переменный шаг витков [48, 63, 194], и показана возможность достижения повышенной нагрузочной способности таких передач.

Различные способы модификации зацепляющихся поверхностей звеньев спироидных передач, приводящие к локализации контакта и полностью или частично устраняющие погрешности изготовления и сборки, представлены в работах А.К. Георгиева, А.С. Кунивера, В.М. Васильева и др. [26, 29, 56, 139].

Большинство перечисленных выше разновидностей спироидного зацепления образовано в соответствии со вторым способом Оливье, суть которого заключается в том, что одно из звеньев, в частности спироидное колесо, нарезается производящей поверхностью, совпадающей с поверхностью витков червяка. Нарезание производится методом обкатки с одним параметром относительного движения звеньев. При этом в зацеплении имеет место линейный контакт.

Поверхность витков рабочего червяка может быть получена производящей поверхностью, образованной движением линии (режущей кромки) или поверхности (объемным инструментом). Основной недостаток, присущий первому способу, заключается в невозможности изготовления термически обработанных червяков высокой твердости, которые необходимо шлифовать. Кроме того, применение шлифованных фрез для нарезания спироидных колес в передачах, где червяки получены движением режущей кромки,

приводит к нарушению идентичности производящего и рабочего червяков и правильности сопряжения звеньев передачи.

Червяки, образованные объемным инструментом, могут иметь высокую твердость, так как для их изготовления может быть использовано шлифование, позволяющее достичь высокой точности и чистоты обработки.

Профиль поверхностей витков цилиндрических спироидных червяков может быть прямолинейным. К такому виду относятся конволютные, архимедовы и эвольвентные червяки. Исследованию геометрии таких червяков, образованных режущей кромкой, посвящены работы А.К. Георгиева и В.И. Гольдфарба [45, 47, 57]. Согласно ГОСТ 22850-77 эти червяки условно обозначаются SZN1, SZN2, SZA, SZ1 и показаны на рис. 1.1,а – 1.3,а, 1.4. Рассматривая вопрос о возможности шлифования названных червяков, необходимо подчеркнуть, что шлифование без искажения профиля возможно только в случае применения эвольвентного профиля, как показано в работе В.А. Ганьшина [40].

Стремление повысить производительность обработки при нарезании червяков дисковым или чашечным инструментом с прямолинейной образующей привело к появлению разновидностей передач, рассмотренных в трудах В.В. Кузлякиной [135, 136]. В этих работах получены зависимости, определяющие форму боковых поверхностей витков червяка в осевом сечении и условие отсутствия подрезания. Здесь же указывается, что обратный путь, то есть описание производящей поверхности и установка ее относительно обрабатываемой поверхности, оказываются настолько сложными и технологически трудноосуществимыми, что это заставляет отклоняться от заданного профиля витка. Достоинства этих передач заключаются в возможности шлифования их червяков, так как производящие поверхности, описанные дисковым или чашечным шлифовальным кругом, полностью совпадают с производящими поверхностями при черновом нарезании витков. Такие червяки обозначаются SZK1 и SZK3 и изображены на рис. 1.5,а, 1.6,а.

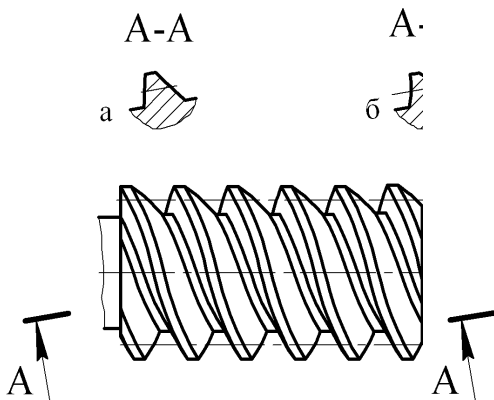


Рис. 1.1. Цилиндрический спиroidный червяк, имеющий в нормальном сечении витка: а – прямолинейный профиль – SZN1, б – выпукло-вогнутый круговой – SZC1

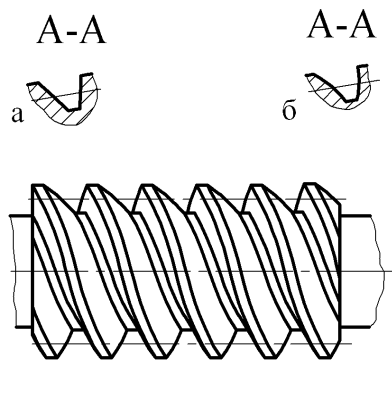


Рис. 1.2. Цилиндрический спиroidный червяк, имеющий в нормальном сечении впадины: а – прямолинейный профиль – SZN2, б – выпукло-вогнутый круговой – SZC2

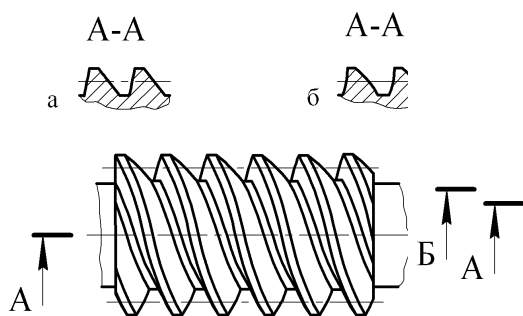


Рис. 1.3. Цилиндрический спиroidный червяк: а – архимедов – SZA, б – с выпукло-вогнутым круговым осевым профилем витка – SZCX

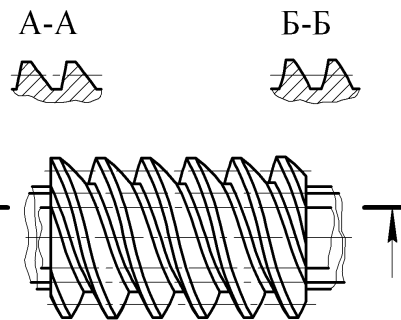


Рис. 1.4. Эвольвентный цилиндрический спиroidный червяк – SZI

Как уже указывалось, криволинейный профиль витков червяка позволяет в большей степени изменять геометро-кинematicкие

показатели зацепления, улучшая таким образом его эксплуатационные характеристики.

ГОСТ 22850-77 предусматривает цилиндрические спироидные червяки с выпукло-вогнутым круговым профилем витка или впадины в нормальном, либо в осевом сечении, соответственно SZC1, SZC2, SZCX. Они изображены на рис. 1.1,б – 1.3,б. Исследования передач с такими червяками представлены в работах А.К. Георгиева и В.И. Гольфарба [23, 27]. Технологические возможности их изготовления такие же, как и линейчатых.

Вопросы формообразования боковых поверхностей витков, а также величины переходных участков у основания витка червяка с помощью дискового круга, заправленного по расчетной кривой, для цилиндрических червяков выпукло-вогнутого профиля разработаны В.И. Гольфарбом [66].

Подход к изготовлению червяков с криволинейным профилем дисковым или чашечным инструментом обусловил наличие их разновидностей SZCT1 и SZCT3, показанных на рис. 1.5,б, 1.6,б. Технологические возможности шлифования червяков криволинейного (вогнутого) профиля с помощью дискового круга исследованы Ф.Л. Литвиным [156]. Изготовление их методом огибания чашечным инструментом с торовой производящей поверхностью рассмотрено в работе С.М. Рудь [181].

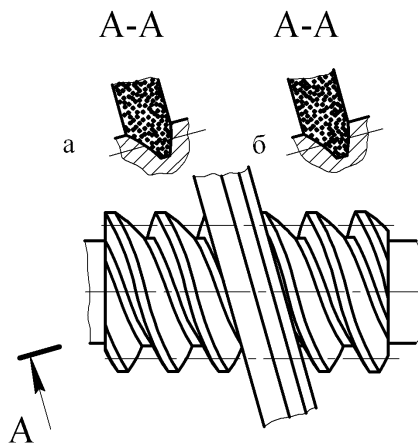


Рис. 1.5. Цилиндрический спироидный червяк: а –

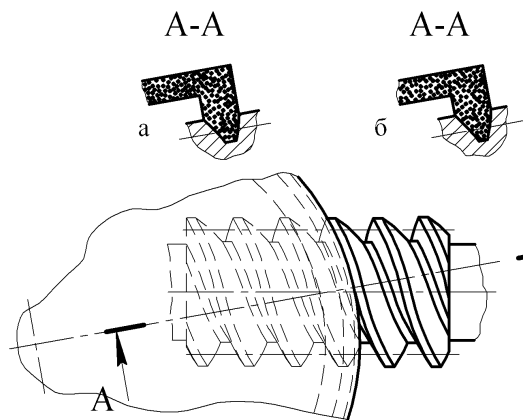


Рис. 1.6. Цилиндрический спироидный червяк: образованный

образованный дисковым
коническим инструментом –
SZK1, б – дисковым
торообразным инструментом с
выпукло-вогнутым профилем –
SZCT1

чашечным коническим
инструментом – SZK3, б – чашечным
торообразным инструментом с
выпукло-вогнутым профилем –
SZCT3

При синтезе зацеплений, результатом которого является профиль витков червяка в каком-либо сечении – нормальном, осевом, торцовом, вопрос его изготовления методом шлифования имеет важное значение, так как подход к схеме шлифования, сохраняющей исходную геометрию, является сложным с технологической стороны. Шлифование же кругом, имеющим профиль впадины витка червяка в нормальном сечении, приводит к искажению требуемого профиля и допустимо лишь для червяков с малыми углами подъема витков.

1.5. Геометро-кинематические показатели передач зацеплением

Общие вопросы теории зацепления, разработанные в трудах И.И. Дусева, [80, 81, 83], М.Л. Ерихова [91, 92], Л.В. Коростелева [122], Ф.Л. Литвина [156], нашли свое отражение и в развитии теории червячных и спироидных передач. В частности, установлен ряд геометро-кинематических показателей зацепления, определяющих условия смазки и нагрузочную способность передачи. К основным из них относят:

- приведенную кривизну контактирующих поверхностей в направлении, перпендикулярном к контактной линии;
- суммарную скорость перемещения точек контакта;
- угол между вектором относительной скорости и направлением линии контакта;
- коэффициент перекрытия;
- суммарную длину контактных линий;
- условия подрезания и заострения зубьев;
- скорость скольжения и др.

Большинство современных исследований различных типов передач выполнены с использованием многих из перечисленных показателей. Вместе с тем для более полной характеристики эксплуатационных качеств при анализе и разработке новых

разновидностей зацеплений, в том числе червячных и спироидных, нужны расчетные критерии, связывающие несущую способность передачи с геометрией зацепления. Один из таких критериев расчета зубчатых передач на заедание, которое считается одним из наиболее опасных и распространенных видов разрушения зубьев высоконагруженных пространственных передач, предложен в работах Ю.Н. Дроздова и других авторов [73, 74, 75]. Этот критерий применим к случаю контактирования – качению со скольжением. Здесь же показано влияние на опасность возникновения заедания таких факторов, как увеличение коэффициента трения, контактной нагрузки, суммарной скорости качения, вязкости масла. В работе [10] дан ряд расчетных критериев, которые можно использовать при анализе и сравнительной оценке несущей способности спироидных передач.

Анализ факторов, влияющих на возникновение заедания, говорит о существенном влиянии геометрических параметров зацепления на этот процесс. С этой позиции объясняется одно из направлений теории зацеплений, которое называют синтезом, то есть созданием зацеплений с заданными свойствами контакта. Этому посвящены работы И.И. Дусева, Л.В. Коростелева, Ф.Л. Литвина, В.В. Шульца и других исследователей. В [19, 123] предложен синтез, позволяющий достичь заданной формы линии контакта, в частности, замкнутой. Синтез червячных передач, результатом которого является профиль витков червяка, обеспечивающий минимальный износ поверхностей зубьев, представлен в работах В.В. Шульца, В.В. Тихомирова [217, 218, 219]. Общие вопросы синтеза зацеплений изложены в работах [83, 84]. Оптимизации основных геометрических параметров спироидных передач с целью повышения нагрузочной способности и увеличения КПД посвящены работы В.И. Гольдфарба, И.П. Несмелова и других авторов [64, 65].

Одним из методов синтеза, результатом которого является получение профиля витков червяка, обеспечивающего заданные значения одного из показателей работоспособности, является метод, изложенный в [202, 203, 204]. Достижение заданного или экстремального значения одного из показателей в большинстве случаев благоприятно сказывается на значениях других основных показателей, так как они взаимосвязаны друг с другом, то есть

можно говорить об оптимизации параметров зацепления. Применение описанного метода для исследования глобоидных червячных передач с цилиндрическим прямозубым колесом и винтовых передач изложено в работе [114], результаты синтеза цилиндрических червячных передач представлены в [174]. Благоприятные результаты, достигнутые в перечисленных работах, свидетельствуют о целесообразности применения этого метода для исследований геометрии зацепляющихся поверхностей звеньев пространственных передач, так как это дает ощутимое увеличение нагрузочной способности и повышение КПД.

ГЛАВА 2. ОБОБЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИПЕРБОЛОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Обобщенные профиль и поверхность зубьев колеса и их элементы

2.1.1. Обобщенный профиль зубьев колеса

Стремление к созданию экономичных зубчатых зацеплений является причиной появления различных форм зубьев и, вместе с тем, новых геометрических форм их исходных контуров, исходных контуров профиля зубьев колеса и инструмента. Можно указать на такие геометрические формы зубьев, как зубья передач циклоидального, конхоидального и других зацеплений. В основу образования зубьев таких передач, как правило, положен метод огибания с использованием режущего инструмента, профилируемого в соответствии с геометрическими параметрами исходного контура. Распространенная эвольвентная зубчатая передача может быть реализована применением так называемого многотипного исходного контура, позволяющего влиять на геометрические параметры зубьев и существенно улучшить показатели работоспособности передачи.

Следовательно, если исходить с позиций применения исходных контуров, то можно заметить, что современная теория зубчатых зацеплений предусматривает применение разнообразных геометрических форм исходных контуров, обеспечивающих рациональную форму зубьев зацепляющихся колес и высокие показатели работоспособности передачи.

Более того, решение задачи создания рациональных высокоэкономичных форм зубьев передач, очевидно, связано с задачей отыскания соответствующих геометрических параметров исходного контура. Конечно, решить задачу по нахождению рациональных сопряженных поверхностей зубьев можно без рассмотрения геометрии исходного контура. Однако введение понятия исходного контура при решении такой задачи существенно углубляет исследования, поскольку наряду с основной задачей попутно решается задача профилирования зубьев. Исходя из этого, для проведения исследований передач

зацеплением в общем виде введем понятие обобщенного исходного контура зубьев колеса.

Обобщенным исходным контуром зубьев колеса будем называть исходный контур, профиль которого очерчен произвольной кривой (рис. 2.1).

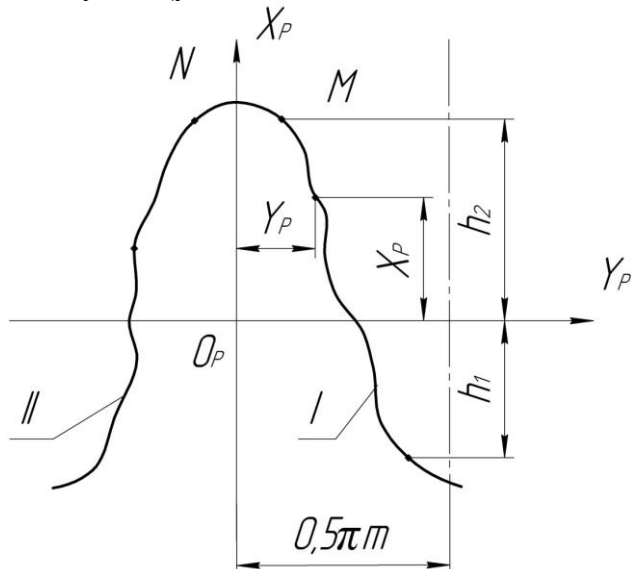


Рис. 2.1. Обобщенный исходный контур зубьев колеса

В дальнейшем будем полагать, что обобщенный исходный контур применяется для профилирования зубьев колеса в нормальном, торцовом или каком-либо другом сечении зуба. Естественно, выбор сечения зуба, которое профилируется в соответствии с геометрией обобщенного исходного контура, будет определяться возможностью упрощения аналитических исследований.

Введем систему координат $X_p Y_p Z_p$ (рис. 2.1), связанную с исходным контуром. При этом ось $O_p Y_p$ направим по начальной прямой (начальной окружности). Относительно этой системы координат уравнение профиля обобщенного исходного контура в параметрическом виде можно записать

$$X_p = f_1(\lambda); Y_p = f_2(\lambda), \quad (2.1)$$

где $f_1(\lambda), f_2(\lambda)$ - произвольные необходимое число раз дифференцируемые функции; λ - переменная величина.

Для симметричного исходного при $X_{pI} = X_{pII}$ справедливо соотношение

$$Y_{pI} = -Y_{pII}, \quad (2.2)$$

где индексами I и II обозначены соответственно координаты профилей I и II (рис. 2.1) зуба рейки (зуба колеса).

Если условие (2.2) не выполняется, имеем случай несимметричного исходного на обеих сторонах рабочих поверхностей зубьев.

По аналогии с распространенными определениями будем называть шаг h_p что средняя линия не всегда совпадает с начальной прямой (начальной окружностью). Профиль исходного контура можно разбить на два участка. Участок профиля при $-h_1 \leq X_p \leq h_2$, предназначенный для формирования рабочих участков зубьев колес; и участок MN , предназначенный для формирования галтели зуба и дна впадины между зубьями. Будем полагать, что участок MN в общем случае очерчен также произвольной кривой.

Профильный угол зуба колеса с обобщенным исходным контуром будем определять соотношением

$$\alpha_n = \arctg \frac{f_2'}{f_1'}, \quad (2.3)$$

где f_1' и f_2' - первые производные функции (2.1).

Из соотношения (2.3) следует, что в случае обобщенного исходного контура профильный угол зуба колеса, вообще говоря, величина переменная.

При решении ряда задач анализа и синтеза передач удобно уравнения кривых, очерчивающих исходные контуры представлять в явном виде. В этом случае имеем

$$X_p = X_p(Y_p) \text{ или } Y_p = Y_p(X_p). \quad (2.4)$$

Все дальнейшие исследования целесообразно производить на базе обобщенного исходного контура зубьев колеса и в зависимости от решаемой задачи использовать уравнения (2.1) или (2.4).

2.1.2. Обобщенная поверхность зубьев колеса (обобщенная производящая поверхность)

При изготовлении полуобкатных зубчатых колес по методу обкатки их поверхности зубьев получаются как огибающие производящей поверхности (будем полагать, что понятия поверхность зубьев колеса и производящая поверхность идентичны).

Обобщенной производящей поверхностью назовем поверхность, профили зубьев которой в нормальном, торцовом или другом ее сечении соответствуют обобщенному исходному контуру.

Для вывода уравнения обобщенной производящей поверхности введем систему координат $X_n Y_n Z_n$. В данной системе координат (рис. 2.2) уравнение производящей поверхности можно представить следующим образом. Пусть в системе координат $X_n Y_n Z_n$ задана кривая, определяющая продольную форму зубьев производящей поверхности. Уравнение такой кривой в общем виде можно задать в виде

$$\bar{r}_0 = \bar{r}_0(\mu) = X_0(\mu) \cdot \bar{i}_n + Y_0(\mu) \bar{j}_n + Z_0(\mu) \bar{k}_n \quad (2.5)$$

где μ - переменная величина; $X_0(\mu), Y_0(\mu), Z_0(\mu)$ - координаты вектора $\bar{r}_0(\mu)$; $\bar{i}_n, \bar{j}_n, \bar{k}_n$ - орты осей системы координат.

В каждом конкретном случае вектор-функция (2.5) может быть легко определена. В этом просто убедиться, рассматривая известные виды производящих поверхностей. Например, для рейки – (2.5) есть прямая, для косозубого колеса – винтовая линия и т.д.

Плоскость, параллельную плоскости $X_n O_n Z_n$, будем называть торцовой плоскостью производящей поверхности, а сечение производящей поверхности такой плоскостью – торцовым сечением. Сечение производящей поверхности плоскостью, перпендикулярной к кривой (2.5), будем называть нормальным сечением. Рассмотрим два случая задания производящей поверхности: первый – ее профили зубьев в торцовом сечении соответствуют обобщенному исходному контуру; второй – ее профили зубьев в нормальном сечении соответствуют обобщенному контуру.

Расположим начало системы координат $X_p Y_p Z_p$ (рис. 2.2,а) на кривой (2.5). Если торцовое сечение производящей поверхности соответствует обобщенному исходному контуру, то оси координат системы $X_p Y_p Z_p$ направим параллельно осям системы $X_n Y_n Z_n$ соответственно. Поскольку в торцовом сечении (в системе координат $X_p Y_p Z_p$) уравнение профилей зубьев производящей поверхности имеет вид (2.1), то уравнение

$$\bar{r}_n = \bar{r}_0(\mu) + f_1(\lambda) \cdot \bar{i}_n + f_2(\lambda) \bar{j}_n \quad (2.6)$$

будет уравнением производящей поверхности в системе координат $X_n Y_n Z_n$ с торцовым сечением, соответствующим обобщенному исходному контуру. В уравнении (2.6) $\bar{r}_0(\mu)$ - вектор-функция (2.5). В проекциях на оси координат уравнение производящей поверхности (2.6) будет иметь вид

$$X_n = X_0(\mu) + f_1(\lambda); Y_n = Y_0(\mu) + f_2(\lambda); Z_n = Z_0(\mu). \quad (2.7)$$

Для получения уравнения производящей поверхности, соответствующей обобщенному исходному контуру в нормальном сечении, определим направляющие косинусы касательной, главной нормали и бинормали кривой (2.5). Направляющие косинусы касательной к пространственной кривой (2.5) равны

$$(2.8) \quad \tau_{X_0} = \frac{1}{k_\tau} \dot{X}_0; \quad \tau_{Y_0} = \frac{1}{k_\tau} \dot{Y}_0; \quad \tau_{Z_0} = \frac{1}{k_\tau} \dot{Z}_0,$$

где $k_\tau = (\dot{X}_0^2 + \dot{Y}_0^2 + \dot{Z}_0^2)^{0,5}$ - нормирующий множитель.

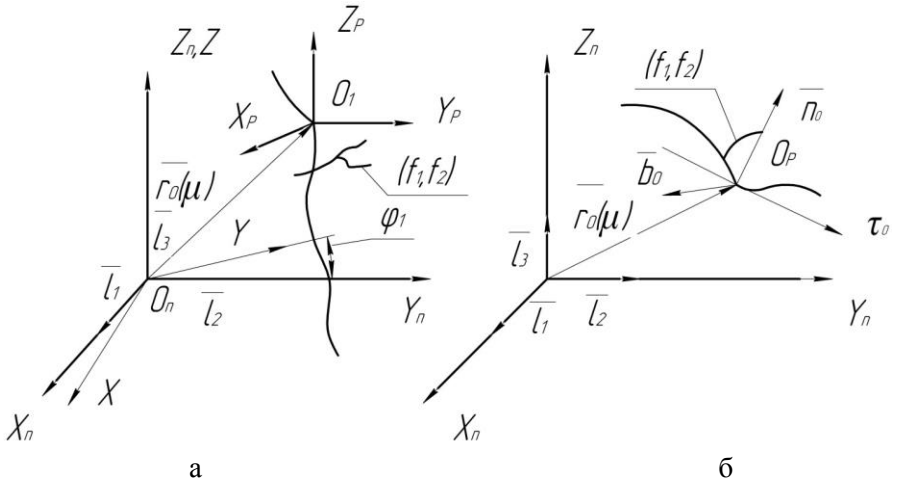


Рис. 2.2. Обобщенная производящая поверхность
 а – профиль обобщенного исходного контура в торцовом сечении;
 б – профиль обобщенного исходного контура в нормальном сечении (плоскость векторов \bar{n}_0 и \bar{b}_0)

Направляющие косинусы бинормали и главной нормали кривой (2.5) легко определить, учитывая, что единичный вектор бинормали равен

$$\bar{b}_0 = \frac{[\bar{r}'_0 \times \bar{r}''_0]}{|[\bar{r}'_0 \times \bar{r}''_0]|}, \quad (2.9)$$

а единичный вектор главной нормали

$$\bar{n}_0 = \frac{[\bar{r}'_0 \times [\bar{r}'_0 \times \bar{r}''_0]]}{|[\bar{r}'_0 \times [\bar{r}'_0 \times \bar{r}''_0]]|}. \quad (2.10)$$

В соотношениях (2.9) и (2.10) квадратными скобками обозначено векторное произведение.

Направим оси координат вспомогательной системы $X_p Y_p Z_p$ (рис. 2.2, б) так: ось $O_p X_p$ - бинормали, ось $O_p Y_p$ - по главной нормали, ось $O_p Z_p$ - по касательной к кривой (2.5). Кривая (2.1) будет расположена в плоскости бинормали и главной нормали. Переходя от системы координат $X_p Y_p Z_p$ к системе $X_n Y_n Z_n$, получаем

$$\bar{r}_n = \bar{r}_0(\mu) + \bar{b}_0 \cdot f_1(\lambda) + \bar{n}_0 \cdot f_2(\lambda). \quad (2.11)$$

Это уравнение является уравнением производящей поверхности, соответствующей обобщенному исходному контуру в нормальном сечении. Не представляет труда получить уравнение производящей поверхности, когда кривая (2.1) расположена в произвольном сечении этой поверхности. Если производящая поверхность является элементом зубчатой пары, то уравнения (2.6) и (2.11) представляют собой уравнения поверхности зубьев данного элемента. В параметрической форме уравнение (2.11) имеет вид

$$\begin{aligned} X_n &= X_0(\mu) + b_{0X} \cdot f_1(\lambda) + n_{0X} \cdot f_2(\lambda), \\ Y_n &= Y_0(\mu) + b_{0Y} \cdot f_1(\lambda) + n_{0Y} \cdot f_2(\lambda), \\ Z_n &= Z_0(\mu) + b_{0Z} \cdot f_1(\lambda) + n_{0Z} \cdot f_2(\lambda), \end{aligned} \quad (2.12)$$

где b_{0X}, b_{0Y}, b_{0Z} - направляющие косинусы бинормали (2.9); n_{0X}, n_{0Y}, n_{0Z} - направляющие косинусы главной нормали (2.10).

2.1.3. Нормаль производящей поверхности (поверхности зубьев колеса)

При рассмотрении станочного зацепления и определении основных элементов нарезаемого колеса (кривизны зубьев, скоростей точек контакта и т.д.) необходимо иметь проекции

единичного вектора нормали к производящей поверхности. Определим эти проекции для производящих поверхностей, уравнения которых представлены в форме (2.6) и (2.11). Вектор нормали к поверхности равен [171]

$$\bar{N}_1 = [\bar{r}_1^U \times \bar{r}_1^V] .$$

(2.13)

Для поверхности (2.6) имеем

$$\bar{r}_1^U = \bar{r}_1^\lambda = f_1' \cdot \bar{i}_n + f_2' \cdot \bar{j}_n ; \bar{r}_1^V = \bar{r}_1^\mu = \bar{r}_0'(\mu) .$$

(2.14)

Учитывая соотношения (2.7), получаем

$$\bar{N}_1 = f_2' \cdot \dot{Z}_0 \cdot \bar{i}_n - f_1' \cdot \dot{Z}_0 \cdot \bar{j}_n + [f_1' \cdot \dot{Y}_0 - f_2' \cdot \dot{X}_0] \cdot \bar{k}_n ,$$

(2.15)

где $\dot{X}_0, \dot{Y}_0, \dot{Z}_0$ - первые производные по μ координат вектора (2.5).

Из соотношения (2.15) проекции единичного вектора нормали производящей поверхности в системе координат $X_n Y_n Z_n$

$$l_{1X} = \frac{\dot{Z}_0 f_2'}{|\bar{N}_1|} ; l_{1Y} = \frac{\dot{Z}_0 f_1'}{|\bar{N}_1|} ; l_{1Z} = \frac{f_1' \cdot \dot{Y}_0 - f_2' \cdot \dot{X}_0}{|\bar{N}_1|} ,$$

(2.16)

$$\text{где } |\bar{N}_1| = \left\{ (f_1')^2 + (f_2')^2 \right\} \dot{Z}_0 + (f_1' \cdot \dot{Y}_0 - f_2' \cdot \dot{X}_0)^2 \}^{0.5}$$

- модуль вектора нормали.

Для случая, когда кривая (2.5) плоская, соотношения (2.16) несколько упрощаются, поскольку в этом случае одну из координат вектора (2.5) (например, $X_0(\mu)$) можно приравнять нулю.

Для поверхности (2.11) после дифференцирования получаем

$$\bar{r}_1^V = \bar{r}_1^\mu = \bar{r}_0'(\mu) + \bar{b}_0' \cdot f_1(\lambda) + \bar{n}_0' \cdot f_2(\lambda) ; \bar{r}_1^U = \bar{r}_1^\lambda = \bar{b}_0 \cdot f_1' +$$

(2.17)

где штрихами обозначены первые производные соответствующих величин.

Применяя формулы Френе, значения производных \bar{b}_0', \bar{n}_0' можно представить в виде

$$\bar{b}'_0 = |\bar{r}'_0|(-x \cdot \bar{n}_0); \quad \bar{\tau}'_0 = |\bar{r}'_0| \cdot k \cdot \bar{n}_0; \quad \bar{n}'_0 = |\bar{r}'_0|(x \cdot \bar{b}_0 - k \bar{\tau}_0),$$

где x - кручение, а k - кривизна кривой (2.5); $\bar{\tau}_0$ - единичный вектор касательной к кривой (2.5). Его координаты определены соотношениями (2.8).

Подставляя значения \bar{b}'_0 и \bar{n}'_0 в первое соотношение (2.17), имеем

$$\bar{r}_1^V = \bar{r}_1^\mu = |\bar{r}'_0|[(1 - kf_2)\bar{\tau}_0 - x \cdot f_1 \cdot \bar{n}_0 + x \cdot f_2 \cdot \bar{b}_0]. \quad (2.18)$$

Используя соотношение (2.18) и второе равенство (2.17), после преобразований равенства (2.12) получаем следующее выражение для вектора нормали в системе координат $X_n Y_n Z_n$

$$\bar{N}_1 = |\bar{r}'_0|[f_1'(1 - kf_2)\bar{n}_0 - f_2(1 - kf_2)\bar{b}_0 + x(f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)\bar{\tau}_0]. \quad (2.19)$$

Проекции единичного вектора нормали будут равны

$$l_{1X} = \frac{1}{|\bar{N}^*|} [(1 - kf_2)(f_1' \cdot n_{0X} - f_2' \cdot b_{0X}) + x(f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)\bar{\tau}_{0X}]$$

$$l_{1Y} = \frac{1}{|\bar{N}^*|} [(1 - kf_2)(f_1' \cdot n_{0Y} - f_2' \cdot b_{0Y}) + x(f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)\bar{\tau}_{0Y}]$$

$$l_{1Z} = \frac{1}{|\bar{N}^*|} [(1 - kf_2)(f_1' \cdot n_{0Z} - f_2' \cdot b_{0Z}) + x(f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)\bar{\tau}_{0Z}] \quad (2.20)$$

где

$$|\bar{N}^*| = \left\{ (1 - kf_2) \left[(f_1')^2 + (f_2')^2 \right] + x^2 (f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)^2 \right\}^{0,5}$$

- нормирующий множитель.

Для плоской кривой (при $x = 0$) выражения (2.20) существенно упрощаются.

В дальнейшем нам потребуются значения проекций единичного вектора нормали производящей поверхности в неподвижной системе координат XYZ (рис. 2.2, а), ось OZ которой совпадает с осью $O_n Z_n$, а оси OX и OY образуют угол φ_1 , соответственно с осями $O_n X_n, O_n Y_n$.

Применяя преобразование координат, получаем

$$l_X = l_{1X} \cdot \cos \varphi_1 - l_{1Y} \cdot \sin \varphi_1; \quad l_Y = l_{1X} \cdot \sin \varphi_1 - l_{1Y} \cdot \cos \varphi_1; \quad l_Z = l_{1Z} \cdot \cos \varphi_1 \quad (2.21)$$

2.1.4. Коэффициенты квадратичных форм производящей поверхности (поверхности зубьев колеса)

Для определения нормальных кривизн, главных направлений и других характеристик производящей поверхности необходимо иметь выражения для коэффициентов первой и второй квадратичных форм. В общем случае коэффициенты первой квадратичной формы поверхности равны [171]

$$E = \bar{r}_1^U \cdot \bar{r}_1^U; \quad F = \bar{r}_1^U \cdot \bar{r}_1^V; \quad G = \bar{r}_1^V \cdot \bar{r}_1^V. \quad (2.22)$$

Коэффициенты второй квадратичной формы можно определить выражениями

$$L = \bar{l}_1 \cdot r_1^{UU}; \quad M = \bar{l}_1 \cdot r_1^{UV}; \quad N = \bar{l}_1 \cdot r_1^{VV}, \quad (2.23)$$

где \bar{l}_1 - единичный вектор нормали к поверхности.

Определим коэффициенты (2.22) и (2.23) для производящих поверхностей в форме (2.6) и (2.11).

Для поверхности (2.6) первые производные вектор-функции имеют вид (2.14), а проекции единичного вектора нормали определяются выражениями. Подставляя в (2.22) значения производных (2.14), имеем

$$E = (f_1')^2 + (f_2')^2; \quad F = f_1' \cdot \dot{X}_0 + f_2' \cdot \dot{Y}_0; \quad G = \dot{X}_0^2 + \dot{Y}_0^2 + 2 \dot{X}_0 \dot{Y}_0 \quad (2.24)$$

Вторые производные вектор-функции (2.6) равны

$$\bar{r}_1^{UU} = \bar{r}_1^{\lambda\lambda} = f_1'' \bar{i}_n + f_2'' \bar{j}_n; \quad \bar{r}_1^{UV} = \bar{r}_1^{\lambda\mu} = 0; \quad \bar{r}_1^{VV} = \bar{r}_1^{\mu\mu} = \bar{r}_0''.$$
(2.25)

Подставляя эти значения в выражения (2.23) и учитывая соотношения (2.16), получаем

$$L = \frac{1}{|\bar{N}_1|} [\dot{Z}_0 (f_2' f_1'' - f_1' f_2'')]; \quad M = 0,$$

$$N = \frac{1}{|\bar{N}_1|} [\dot{Z}_0 (f_2' \cdot \ddot{X}_0 - f_1' \cdot \ddot{Y}_0) + (f' \cdot \dot{Y}_0 - f_2' \cdot \dot{X}_0)]$$

(2.26)

где $\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z}$ - вторые производные координат вектор-функции (2.5) по μ .

Если кривая (2.5) плоская, то в выражениях (2.24), (2.26) следует положить, например, $\ddot{X}_0 = \ddot{Y}_0 = 0$. Соотношения (2.24) и (2.26) при этом упрощаются.

Для поверхности (2.11) первые производные вектор-функции \bar{r}_n имеют значения (2.17) и (2.18), а проекции единичного вектора нормали значения (2.20). Выражения (2.22) имеют вид

$$\begin{aligned} E &= (f_1')^2 + (f_2')^2, \\ F &= x \cdot |\bar{r}_0'| \cdot (f_1' f_2 - f_1 f_2'), \\ G &= |\bar{r}_0'|^2 [(1 - k f_2)^2 + x^2 [(f_1')^2 + (f_2')^2]]. \end{aligned}$$
(2.27)

Найдем вторые производные вектор-функции (2.11). Дифференцируя выражения (2.17) и (2.18), получаем

$$\begin{aligned}
\bar{r}_1^{UU} &= \bar{r}_1^{\lambda\lambda} = \bar{b}_0 \cdot f_1'' + \bar{n}_0 \cdot f_2'', \\
\bar{r}_1^{UV} &= \bar{r}_1^{\lambda\mu} = |r_0'| \left[-x \cdot f_1' \cdot \bar{n}_0 + (x \cdot \bar{b}_0 - k\bar{\tau}_0) f_2' \right], \\
\bar{r}_1^{VV} &= \bar{r}_1^{\mu\mu} = |r_0'| \left[(1 - k \cdot f_2) \bar{\tau}_0 - x \cdot f_1 \cdot \bar{n}_0 + x \cdot f_2 \cdot \bar{b}_0 \right] + \\
&\quad + |r_0'| \left[-k' \cdot f_2 \cdot \bar{\tau}_0 - x' \cdot f_1 \cdot \bar{n}_0 + x' \cdot f_2 \cdot \bar{b}_0 \right] + \\
&\quad + |r_0'|^2 \left[k(1 - k \cdot f_2) \bar{n}_0 - x^2 \cdot f_2 \cdot \bar{n}_0 - x(x \cdot \bar{b}_0 - k\bar{\tau}_0) \cdot f_1 \right]
\end{aligned} \tag{2.28}$$

где $|r_0'|$ - производная модуля вектора; k' , x' - производные по μ кривизны и кручения кривой (2.5).

Коэффициенты второй квадратичной формы производящей поверхности с использованием соотношений (2.23), (2.20) и (2.28) после соответствующих преобразований имеют вид

$$\begin{aligned}
L &= \frac{1}{|\bar{N}^*|} \left[(1 - k \cdot f_2) (f_1' \cdot f_2'' - f_1'' \cdot f_2') \right], \\
M &= \frac{x \cdot |\bar{r}'|}{|\bar{N}^*|} \left\{ (1 - kf_2) \left[(f_1')^2 + (f_2')^2 \right] + kf_2' (f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2) \right\}, \\
N &= \frac{|\bar{r}'| (f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2)}{|\bar{N}^*|} \left[-k' \cdot x \cdot f_2 - x'(1 - kf_2) \right] + \frac{|\bar{r}'|^2}{|\bar{N}^*|} \times \\
&\quad \times \left[k \cdot f_1' \cdot (1 - kf_2)^2 - x(1 - kf_2) (f_2' \cdot f_1 + f_2 \cdot f_1') + \right. \\
&\quad \left. + x^2 \cdot k \cdot f_1 (f_1' \cdot f_1 + f_2' \cdot f_2) \right].
\end{aligned} \tag{2.29}$$

Если кручение кривой (2.5) (случай плоской кривой) равно нулю ($x = x' = 0$), выражения (2.27), (2.29) упрощаются

$$E = (f_1')^2 + (f_2')^2; \quad F = 0; \quad G = |\bar{r}_0'|^2 (1 - kf_2),$$

$$L = \frac{f_1' \cdot f_2'' - f_1'' \cdot f_2'}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0,5}}; \quad M = 0; \quad N = \frac{|\bar{r}_0'|^2 \cdot k \cdot (1 - kf_2) \cdot f_1'}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0,5}}.$$

(2.30)

Выражения (2.24), (2.26) и (2.29) замечательны тем, что они получены через параметры кривых, определяющих обобщенный исходный контур и продольную форму зубьев производящей поверхности. В практике анализа зубчатых зацеплений обычно известна продольная форма зубьев производящей поверхности и, следовательно, функция (2.5) и исходный контур, профиль которого очерчивается кривой (2.1). Поэтому полученные зависимости позволяют легко определить коэффициенты квадратичных форм производящей поверхности. Если же учесть, что полученные соотношения носят общий характер, а элементы нарезаемой поверхности выражаются через элементы производящей поверхности, то станет очевидным полезность полученных соотношений в теории зубчатых зацеплений.

2.1.5. Нормальная кривизна и геодезическое кручение линий на производящей поверхности (на поверхности зубьев колеса)

При определении нормальных кривизн нарезаемой поверхности необходимо знать нормальные кривизны и геодезическое кручение линий, лежащих на производящей поверхности. Это связано с тем, что нормальную кривизну нарезаемой поверхности в заданном направлении всегда можно определить через кривизну и геодезическое кручение производящей поверхности в соответствующих направлениях. Применим общий метод дифференциальной геометрии для определения нормальной кривизны и геодезического кручения линии, лежащей на производящей поверхности. Нормальная кривизна производящей поверхности в общем виде может быть определена зависимостью [171]

$$K = \frac{L \cdot d\lambda^2 + 2M \cdot d\lambda d\mu + N \cdot d\mu^2}{E \cdot d\lambda^2 + 2F \cdot d\lambda d\mu + G \cdot d\mu^2},$$

где L, M, N, E, F, G - коэффициенты квадратичных форм производящей поверхности.

Направление, в котором определяется кривизна, зависит от отношения $d\lambda : d\mu$. Так, например, нормальная кривизна вдоль линий $\mu = const$ равна ($d\mu = 0$)

$$K_\lambda = \frac{L}{E},$$

а кривизна вдоль линий $\lambda = const$ ($d\lambda = 0$)

$$K_\mu = \frac{N}{G}. \quad (2.33)$$

Легко определить кривизну производящей поверхности в направлении, перпендикулярном некоторому вектору \bar{q} . Действительно, вектор, определяющий направление на поверхности, имеет вид

$$d\bar{r}_n = \bar{r}_1^\lambda d\lambda + \bar{r}_1^\mu d\mu. \quad (2.34)$$

Умножая скалярно векторы $d\bar{r}_n$ и \bar{q} , из условия перпендикулярности этих векторов получаем

$$(\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})d\lambda + (\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q})d\mu = 0. \quad (2.35)$$

Откуда

$$\frac{d\lambda}{d\mu} = - \frac{(\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q})}{(\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})}. \quad (2.36)$$

Подставляя значение (2.36) в соотношение (2.31), имеем

$$K = \frac{L \cdot (\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q})^2 + 2M \cdot (\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})(\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q}) + N(\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})^2}{E \cdot (\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q}) + 2F \cdot (\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})(\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q}) + G \cdot (\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})^2}, \quad (2.37)$$

где $\bar{r}_1^\lambda, \bar{r}_1^\mu$ - частные производные вектор-функции, определяющей производящую поверхность.

Из (2.37) следует, что при \bar{q} , перпендикулярном \bar{r}_1^λ , получаем нормальную кривизну координатной линии $\mu = const$, при \bar{q} , перпендикулярном \bar{r}_1^μ , - нормальную кривизну линии $\lambda = const$. Эти значения кривизны равны соответственно (2.32) и (2.37). В общем случае, задавая вектор \bar{q} , можно определить кривизну поверхности в любом направлении. Заметим, что вектор \bar{q} можно задать его направляющими косинусами. Полученная формула (2.37) оказывается иногда полезной при определении нормальных кривизн производящей поверхности. Главные кривизны производящей поверхности можно определить по формуле [171]

$$K_{1,2} = H_n \pm (H_n^2 - K_n^\Gamma)^{0,5}, \quad (2.38)$$

где $H_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{EN + LG - 2MF}{EG - F^2}$ - средняя кривизна поверхности;

$$K_n^\Gamma = \frac{LN - M^2}{EG - F^2} - \text{гауссова кривизна поверхности.}$$

Для определения главных направлений на поверхности необходимо найти соответствующее $\left(\frac{d\lambda}{d\mu}\right)_\Gamma$. Тогда в соответствии с равенством (2.34) вектор

$$(d\bar{r}_n)_\Gamma = \bar{r}_1^\lambda \left(\frac{d\lambda}{d\mu}\right)_\Gamma + \bar{r}_1^\mu \quad (2.39)$$

будет соответствовать главному направлению поверхности. Значение $\left(\frac{d\lambda}{d\mu}\right)_\Gamma$ для главного направления поверхности в общем виде можно определить как решение квадратного уравнения [171]

$$(LF - ME) \left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma^2 + (LG - NE) \left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma + MG - NF = 0. \quad (2.40)$$

Если известны главные кривизны поверхности, то можно использовать зависимость

$$\left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma = \frac{F \cdot k_{1,2} - M}{E \cdot k_{1,2} - L}, \quad (2.41)$$

где $k_{1,2}$ - соответствующая главная кривизна поверхности.

При анализе и синтезе зубчатых зацеплений приходится определять угол между, например, направлением $\lambda = const$ и главным направлением. Этот угол можно определить соотношением

$$\cos \gamma_n = \frac{\bar{r}_1^\mu \cdot (d\bar{r}_n)_\Gamma}{|\bar{r}_1^\mu| |(d\bar{r}_n)_\Gamma|}. \quad (2.42)$$

Подставляя в это равенство значение (2.39), после преобразований имеем

$$\cos \gamma_n = \frac{F \left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma + G}{\left\{ G \left[E \left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma^2 + F \left(\frac{d\lambda}{d\mu} \right)_\Gamma + G \right] \right\}^{0,5}}. \quad (2.43)$$

Аналогично можно определить угол между двумя заданными направлениями на поверхности.

Определим теперь геодезическое кручение линии на производящей поверхности. Геодезическое кручение по формуле Бонне равно [171]

$$\tau = (k_1 - k_2) \sin \gamma^* \cdot \cos \gamma^*, \quad (2.44)$$

где k_1, k_2 - главные кривизны поверхности; γ^* - угол между первым главным направлением и заданным направлением на поверхности.

С учетом равенства (2.38) соотношение (2.44) преобразуем к виду

$$\tau = -2(H_n^2 - k_n^r) \sin \gamma^* \cdot \cos \gamma^*. \quad (2.45)$$

В качестве примера использования приведенных формул рассмотрим случай задания производящей поверхности в форме (2.11) при $x = 0$ (кручение кривой (2.5) равно нулю). В этом случае коэффициенты квадратичных форм имеют значения (2.30). Средня и гауссова кривизны будут равны

$$H_n = \frac{1}{2} \left[\frac{f_1' f_2'' - f_1'' f_2'}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{3/2}} + \frac{k f_1'}{(1 - k f_2)[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0,5}} \right],$$

$$K_n^r = \frac{(f_1' f_2'' - f_1'' f_2') \cdot f_1' \cdot k}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^2 (1 - k f_2)}. \quad (2.46)$$

По формуле (2.38) имеем

$$k_1 = \frac{f_1' f_2'' - f_1'' f_2'}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{3/2}}; \quad k_2 = \frac{k f_1'}{(1 - k f_2)[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0,5}}. \quad (2.47)$$

Легко установить, что главные кривизны (2.47) равны соответственно нормальным кривизнам k_λ, k_μ , т.е. в рассматриваемом случае главные направления производящей поверхности совпадают с координатными линиями.

Геодезическое кручение с учетом соотношений (2.44) и (2.47) равно

$$\tau = \left\{ \frac{k f_1'}{(1 - k f_2)[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0,5}} - \frac{f_1' f_2'' - f_1'' f_2'}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{3/2}} \right\} \sin \gamma^* \cos \gamma^*. \quad (2.48)$$

Определим нормальную кривизну производящей поверхности в направлении, перпендикулярном вектору \bar{q}

$$x_1 = \frac{1}{(EG - F^2)^{0,5}} \left\{ (\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{q})(l_1^\lambda \cdot [\bar{q} \times \bar{l}_1]) - (\bar{r}_1^\mu \cdot \bar{q})(l_1^\mu \cdot [\bar{q} \times \bar{l}_1]) \right\} \quad (2.49)$$

где $\bar{r}_1^\lambda, \bar{r}_1^\mu$ - производные вектор-функции (2.6) или (2.11) по λ и μ соответственно; $\bar{l}_1^\lambda, \bar{l}_1^\mu$ - производные единичного вектора нормали к производящей поверхности.

Можно получить также выражение для определения нормальной кривизны

$$\begin{aligned} x_1^\tau &= x'_{1\Gamma} \cdot \cos^2 \gamma_\tau + x''_{1\Gamma} \cdot \sin^2 \gamma_\tau, \\ x_1^{\bar{\tau}} &= x'_{1\Gamma} \cdot \sin^2 \gamma_\tau + x''_{1\Gamma} \cdot \cos^2 \gamma_\tau, \end{aligned} \quad (2.50)$$

где γ_τ - угол между вектором $\bar{\tau}_1$ и первым главным направлением производящей поверхности.

Из этих соотношений при известном γ_τ можно определить $x'_{1\Gamma}$ и $x''_{1\Gamma}$, а при известных главных кривизнах угол γ_τ .

2.2. Математическая модель гиперболоидной передачи с цилиндрическим прямозубым колесом

2.2.1. Обобщенная геометрия цилиндрического прямозубого колеса

Рассмотрим систему координат $X_1Y_1Z_1$ (рис. 2.3).

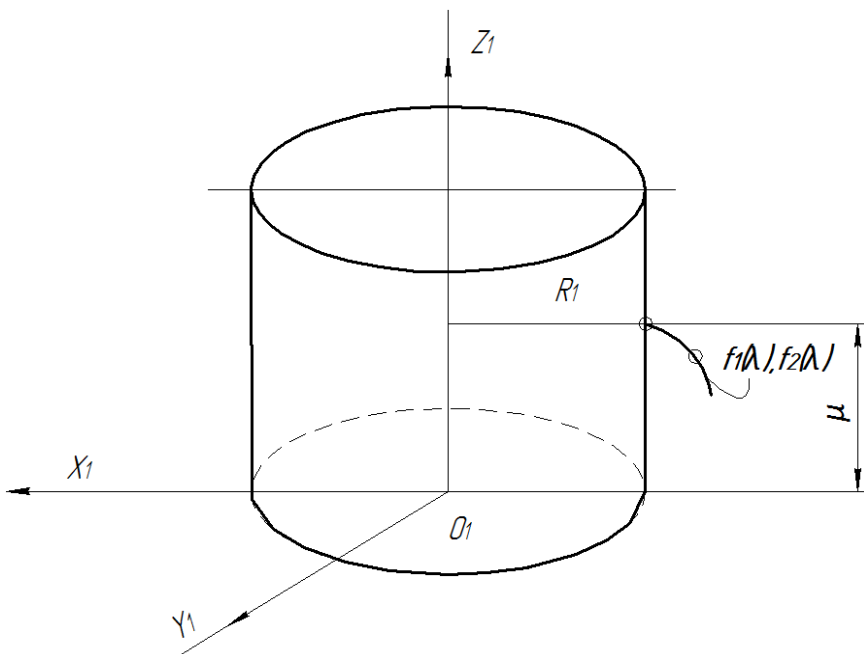


Рис. 2.3. К выводу уравнения поверхности зубьев прямозубого колеса

В этой системе координат уравнение поверхности зубьев прямозубого колеса с использованием результатов раздела 2.1 имеет вид (см. (2.5))

$$X_1 = f_1(\lambda) - R_1,$$

$$Y_1 = f_2(\lambda),$$

$$Z_1 = \mu,$$

(2.51)

где R_1 – радиус начального цилиндра прямозубого колеса;

$f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$ – произвольные функции, определяющие профиль зуба прямозубого колеса (в дальнейшем λ в обозначениях этих функций и их производных будем опускать);

λ , μ – независимые параметры.

Векторы, касательные к линиям $\lambda = const$ и $\mu = const$ будут равны

$$\begin{aligned}\bar{r}^\lambda &= f_1' \bar{i} + f_2' \bar{j}, \\ \bar{r}^\mu &= \bar{k},\end{aligned}\tag{2.52}$$

где f_1' , f_2' – первые производные функций f_1 и f_2 по λ , \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} – орты осей системы координат $X_1Y_1Z_1$.

С использованием (2.52) проекции единичного вектора нормали к поверхности зубьев колеса имеют значения

$$l_{x1} = \frac{f_2'}{n}; \quad l_{y1} = -\frac{f_1'}{n}; \quad l_{z1} = 0,\tag{2.53}$$

где $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$ – модуль вектора нормали.

Значения коэффициентов первой и второй квадратичных форм поверхностей зубьев имеют вид

$$\begin{aligned}E_1 &= (f_1')^2 + (f_2')^2, \quad F_1 = 0, \quad G_1 = 1, \\ L_1 &= \frac{f_1' f_2'' - f_1'' f_2'}{\left[(f_1')^2 + (f_2')^2 \right]^{0,5}}, \quad M_1 = 0, \quad N_1 = 0,\end{aligned}\tag{2.54}$$

где f_1'' , f_2'' – вторые производные функций f_1 и f_2 по λ .

2.2.2. Зацепление цилиндрического прямозубого и гиперболоидного колес

Рассмотрим полуобкатную гиперboloидную передачу с цилиндрическим колесом, когда поверхности зубьев гиперboloидного колеса являются огибающими поверхностями зубьев цилиндрического колеса с осью $O_p Z_1$ (рис. 2.4), перпендикулярной прямолинейной образующей $a - a$ начального гиперboloида гиперboloидного колеса. При этом будем предполагать, что ось цилиндрического колеса $O_p Z_1$ находится на расстоянии ψ от оси OZ неподвижной системы координат XYZ , ось OY которой параллельна прямолинейной образующей $a - a$ начального гиперboloида гиперboloидного колеса. Будем также полагать, что ψ является переменной величиной, что соответствует схеме нарезания зубьев гиперboloидного колеса прямозубым долбяком, при его движении вдоль прямолинейной образующей начального гиперboloида гиперboloидного колеса (предложение профессора В.А. Витренко).

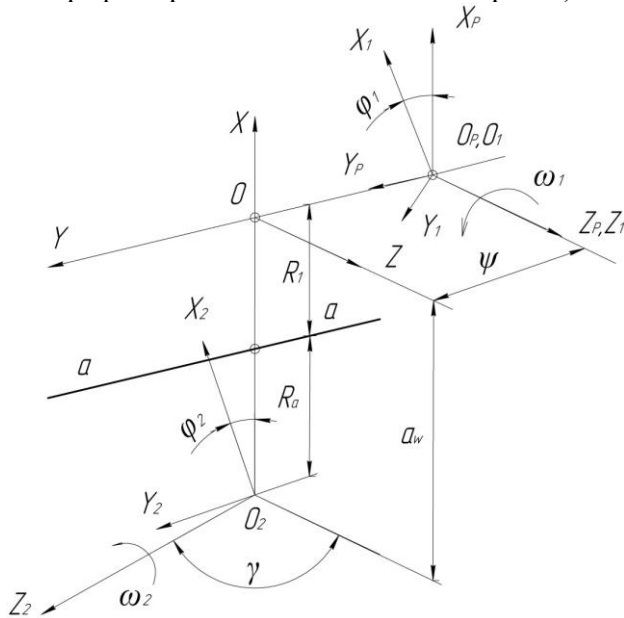


Рис. 2.4. Схема зацепления цилиндрического и гиперboloидного колес

Введем также следующие системы координат (рис. 2.4): $X_1Y_1Z_1$ – система координат, связанная с цилиндрическим колесом (OZ_1 – ось вращения этого колеса), $X_PY_PZ_P$ – вспомогательная неподвижная система координат с осями, параллельными осям неподвижной системы координат XYZ , ось OX которой направлена по линии кратчайшего расстояния между осями колес; $X_2Y_2Z_2$ – система координат, связанная с гиперboloидным колесом, ось вращения которого O_2Z_2 ; γ – угол между осью O_2Z_2 и направлением оси OZ ; φ_1, φ_2 – углы поворота колес; ω_1, ω_2 – угловые скорости колес; a_W – межосевое расстояние передачи; R_1 – радиус начального цилиндра цилиндрического колеса; R_2 – радиус горлового сечения гиперboloидного колеса. $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1}$ – передаточное

отношение. За положительные направления вращения колес приняты направления вращения против часовой стрелки, если смотреть с концов осей O_1Z_1 и O_2Z_2 . При этом, если один из элементов пары будет вращаться в противоположном принятому направлению, необходимо изменить знак перед соответствующим параметром.

Принятая схема зацепления соответствует условиям двухпараметрического огибания с изменяющимися параметрами ψ и φ_1 . Поэтому при исследовании процесса зацепления колес и геометрии зубьев будем использовать результаты работы [156] для двухпараметрического огибания.

Для этого запишем (2.51) в системе координат $X_PY_PZ_P$ [156]

$$\begin{aligned}
X_P &= (f_1 - R_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1, \\
Y_P &= (f_1 - R_1) \sin \varphi_1 + f_2 \cos \varphi_1, \\
Z_P &= \mu.
\end{aligned}
\tag{2.55}$$

В неподвижной системе координат XYZ уравнения (2.55) будут иметь вид

$$\begin{aligned}
x &= (f_1 - R_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1, \\
y &= (f_1 - R_1) \sin \varphi_1 + f_2 \cos \varphi_1 - \psi, \\
z &= \mu.
\end{aligned}
\tag{2.56}$$

Тогда в системе координат $X_2Y_2Z_2$ координаты поверхности зубьев гиперboloидного колеса будут равны [156]

$$\begin{aligned}
x_2 &= x \cos \varphi_2 + y \cos \gamma \sin \varphi_2 - z \sin \gamma \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2, \\
y_2 &= -x \sin \varphi_2 + y \cos \gamma \cos \varphi_2 - z \sin \gamma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2, \\
z_2 &= y \sin \gamma + z \cos \gamma.
\end{aligned}
\tag{2.57}$$

Координаты поверхности зубьев (2.57) гиперboloидного колеса зависят от четырех параметров. Дополнительные условия связи между этими параметрами имеют вид

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \lambda} \times \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \mu} \right) &= 0, \\ \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \psi} \left(\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \lambda} \times \frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \mu} \right) &= 0,\end{aligned}\tag{2.58}$$

где \bar{r}_2 – вектор с координатами (2.57).

В этих соотношениях $\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \varphi_1}$ и $\frac{\partial \bar{r}_2}{\partial \psi}$ являются относительными скоростями при фиксированном значении соответствующего параметра, а выражения в скобках определяют вектор нормали к поверхности зубьев гиперболоидного колеса.

Переходим теперь к определению координат векторов, входящих в соотношения (2.58). Дифференцируя (2.57) по φ_1 и ψ , получаем:

– при фиксированном ψ

$$\begin{aligned}\frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} &= \left(\frac{\partial x}{\partial \varphi_1} + y_{i_{21}} \cos \gamma - z_{i_{21}} \sin \gamma \right) \cos \varphi_2 + \left(-x_{i_{21}} + \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \cos \gamma \right) \sin \varphi_2 \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} &= \left(-\frac{\partial x}{\partial \varphi_1} - y_{i_{21}} \cos \gamma + z_{i_{21}} \sin \gamma \right) \sin \varphi_2 + \left(-x_{i_{21}} + \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \cos \gamma \right) \cos \varphi_2 \\ \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} &= \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \sin \gamma.\end{aligned}\tag{2.59}$$

– при фиксированном φ_1

$$\begin{aligned}\frac{\partial x_2}{\partial \psi} &= \frac{\partial y}{\partial \psi} \cos \gamma \sin \varphi_2, \\ \frac{\partial y_2}{\partial \psi} &= \frac{\partial y}{\partial \psi} \cos \gamma \cos \varphi_2, \\ \frac{\partial z_2}{\partial \psi} &= \frac{\partial y}{\partial \psi} \sin \gamma.\end{aligned}$$

(2.60)

Из уравнения (2.56) следует

$$\begin{aligned}\frac{\partial x}{\partial \varphi_1} &= -(f_1 - R_1) \sin \varphi_1 - f_2 \cos \varphi_1, \\ \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} &= (f_1 - R_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1, \\ \frac{\partial z}{\partial \varphi_1} &= 0, \quad \frac{\partial x}{\partial \psi} = 0, \\ \frac{\partial y}{\partial \psi} &= -1, \quad \frac{\partial z}{\partial \psi} = 0.\end{aligned}$$

(2.61)

Координаты вектора нормали к поверхности (2.57) имеют значения [156] (координаты вектора в скобках равенств (2.58))

$$\begin{aligned}
 n_{x_2} &= \frac{\partial y_2}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \mu} - \frac{\partial y_2}{\partial \mu} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \lambda}, \\
 n_{y_2} &= -\frac{\partial x_2}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \mu} + \frac{\partial x_2}{\partial \mu} \cdot \frac{\partial z_2}{\partial \lambda}, \\
 n_{z_2} &= \frac{\partial x_2}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial y_2}{\partial \mu} - \frac{\partial x_2}{\partial \mu} \cdot \frac{\partial y_2}{\partial \lambda}.
 \end{aligned}
 \tag{2.62}$$

В этих соотношениях с использованием (2.57) и (2.56) значения частных производных, входящих в (2.57), равны

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial x_2}{\partial \lambda} &= \frac{\partial x}{\partial \lambda} \cos \varphi_2 + \frac{\partial y}{\partial \lambda} \cos \gamma \sin \varphi_2, \\
 \frac{\partial y_2}{\partial \lambda} &= -\frac{\partial x}{\partial \lambda} \sin \varphi_2 + \frac{\partial y}{\partial \lambda} \cos \gamma \cos \varphi_2, \\
 \frac{\partial z_2}{\partial \lambda} &= \frac{\partial y}{\partial \lambda} \sin \gamma, \\
 \frac{\partial x_2}{\partial \mu} &= -\sin \gamma \sin \varphi_2, \\
 \frac{\partial y_2}{\partial \mu} &= -\sin \gamma \cos \varphi_2,
 \end{aligned}
 \tag{2.63}$$

$$\frac{\partial z_2}{\partial \mu} = \cos \gamma,$$

$$\frac{\partial x}{\partial \lambda} = f_1' \cos \varphi_1 - f_2' \sin \varphi_1,$$

$$\frac{\partial y}{\partial \lambda} = f_1' \sin \varphi_1 + f_2' \cos \varphi_1,$$

$$\frac{\partial z}{\partial \lambda} = 0.$$

Подставляя полученные значения частных производных в выражение (2.62) с учетом (2.56), получаем уравнения зацепления

$$\begin{aligned} & - \left[f_1' (f_1 - R_1) + f_2 f_2' \right] (1 - i_{21} \cos \gamma) - \\ & - \left[f_1' \sin \varphi_1 + f_2' \cos \varphi_1 \right] \left[-\psi (1 - i_{21} \cos \gamma) + z i_{21} \cos \gamma \right] + \\ & + a_W i_{21} (f_1' \cos \varphi_1 - f_2' \sin \varphi_1) \cos \gamma = 0, \end{aligned} \quad (2.64)$$

$$f_1' \cos \varphi_1 - f_2' \sin \varphi_1 = 0.$$

Эти уравнения совместно с уравнениями (2.57) определяют поверхность зубьев гиперboloидного колеса, а совместно с уравнения (2.56) линию зацепления в неподвижной системе координат. Заметим, что при $\psi = \text{const}$ при нарезании зубьев будем иметь гиперboloидное колесо, при зацеплении с которым цилиндрического колеса (рабочее зацепление) с числом зубьев, равным числу зубьев производящего колеса (долбяка), обеспечивается линейный контакт рабочих поверхностей зубьев, а при $\psi \neq \text{const}$ в рабочем зацеплении будет обеспечиваться всегда точечный контакт. При числе зубьев цилиндрического колеса меньше числа зубьев (при $\psi = \text{const}$) производящего колеса, когда поверхности зубьев являются взаимно огибаемыми

при внутреннем касании, будет обеспечен точечный контакт при движении точки контакта по профилю зуба.

Если зубья рабочего и производящего колес касаются по линии при $\lambda = const$ в рабочем зацеплении обеспечивается точечный контакт при движении точки контакта вдоль зуба (аналог зацепления Новикова).

2.2.3. Виды передач с прямозубым цилиндрическим колесом

Полученные выше результаты можно использовать при исследовании зубчатых передач при различных значениях γ , a_w , i_{21} и $\psi = const$.

2.2.3.1. Приведенные соотношения без изменений справедливы для гипербоидной передачи с цилиндрическим прямозубым колесом внешнего зацепления. При этом угол γ лежит в пределах $0 < \gamma < 0,5\pi$ и возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом с перемещением точек контакта вдоль и поперек зуба прямозубого колеса.

2.2.3.2. Если в приведенных соотношениях изменить перед i_{21} и φ_2 знаки на противоположные, получим уравнения для анализа и синтеза гипербоидной передачи с цилиндрическим колесом внутреннего зацепления. При этом $0 < \gamma < 0,5\pi$ и, также как в предыдущем случае, возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

2.2.3.3. Если в приведенных соотношениях положить $\gamma = 0,5\pi$, получим уравнения для анализа и синтеза ортогональной глобоидной и цилиндрической гипербоидной винтовой передачи. При этом возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

2.2.3.4. Если в приведенных соотношениях положить $\gamma = 0$, $i_{21} < 0$, получим уравнения для анализа и синтеза цилиндрической прямозубой передачи с параллельными осями колес внешнего зацепления.

2.2.3.5. Если $\gamma = 0$, получим уравнения для анализа и синтеза цилиндрической прямозубой передачи с параллельными осями внутреннего зацепления.

2.2.3.6. Если в приведенных соотношениях положить $a_W = 0$ и $i_{21} < 0$, получим уравнения для анализа и синтеза цилиндрической конической передачи внешнего зацепления. При этом возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

2.2.3.7. Если $a_W = 0$, получим уравнения для анализа и синтеза цилиндрической конической передачи внутреннего зацепления. При этом возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

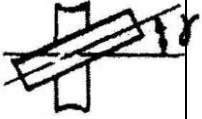
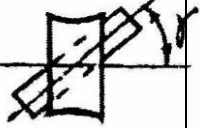
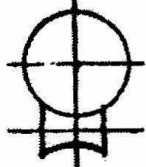
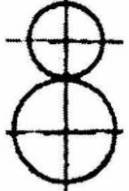
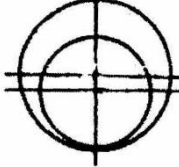
2.2.3.8. Если в приведенных соотношениях положить $a_W = 0$, $\gamma = 0,5\pi$, получим соотношения для анализа и синтеза ортогональной цилиндрической конической передачи. При этом возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

2.2.3.9. Если для колеса применять коническую заготовку, то приведенные выше соотношения можно использовать для анализа и синтеза цилиндрической конической гипоидной передачи. При этом возможно существование передачи с линейчатым и точечным контактом.

В табл. 2.1 приведены схемы рассмотренных передач. Следует отметить, что все указанные передачи можно нарезать долбяком методами зуботочения и зубодолбления.

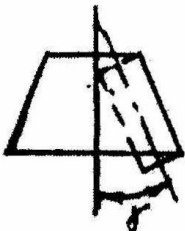

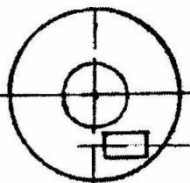
Таблица 2.1

Схемы передач зацеплением с прямозубым колесом

№ п/п	Значени я параметров	Схема передачи	Наименование передачи
	$\gamma \neq 0,$ $\gamma \neq 0,5\pi,$ $i_{21} > 0$		Гиперboloидная зубчатая передача внешнего зацепления
	$\gamma \neq 0,$ $\gamma \neq 0,5\pi,$ $i_{21} < 0$		Гиперboloидная зубчатая передача внутреннего зацепления
	$\gamma = 0,5\pi$		Глобoидная червячная передача с прямозубым колесом
	$\gamma = 0,$ $i_{21} < 0$		Цилиндрическая зубчатая передача внешнего зацепления
	$\gamma = 0,$ $i_{21} > 0$		Цилиндрическая зубчатая передача внутреннего зацепления

№ п/п	Значени я параметров	Схема передачи	Наименование передачи
	$a_W = 0$, $i_{21} < 0$		Цилиндрикоконическая зубчатая передача внешнего зацепления

Продолжение табл. 2.1

№ п/п	Значени я параметров	Схема передачи	Наименование передачи
	$a_W = 0$		Цилиндрикоконическая зубчатая передача внутреннего зацепления
	$a_W = 0$, $\gamma = 0,5\pi$		Ортогональная цилиндрикоконическая передача
	$a_W \neq 0$, $\gamma = 0,5\pi$		Цилиндрикогипоидная передача

2.3. Математическая модель гиперболической передачи с косозубым цилиндрическим колесом

2.3.1. Обобщенная геометрия косозубого цилиндрического колеса

Косозубое колесо можно образовать винтовым движением кривой вдоль винтовой линии, уравнение которой представим относительно системы координат X_1, Y_1, Z_1 в виде (рис. 2.5) (см. (2.5))

$$X_0(\mu) = R_1 \cos \mu; \quad Y(\mu) = R_1 \sin \mu; \quad Z_0(\mu) = P\mu, \quad (2.65)$$

где R_1 - радиус цилиндра, на поверхности которого расположена винтовая линия ($R_1 < 0$); μ - угол между осью O_1X_1 и проекцией радиуса вектора $\bar{r}_{0(\mu)}$ на плоскость $X_1O_1Y_1$; P - параметр винта ($P > 0$ - правая винтовая линия; $P < 0$ - левая винтовая линия). При этом абсолютная величина параметра равна

$$P = R_1 \operatorname{ctg} \beta, \quad (2.66)$$

где β - угол наклона винтовой линии.

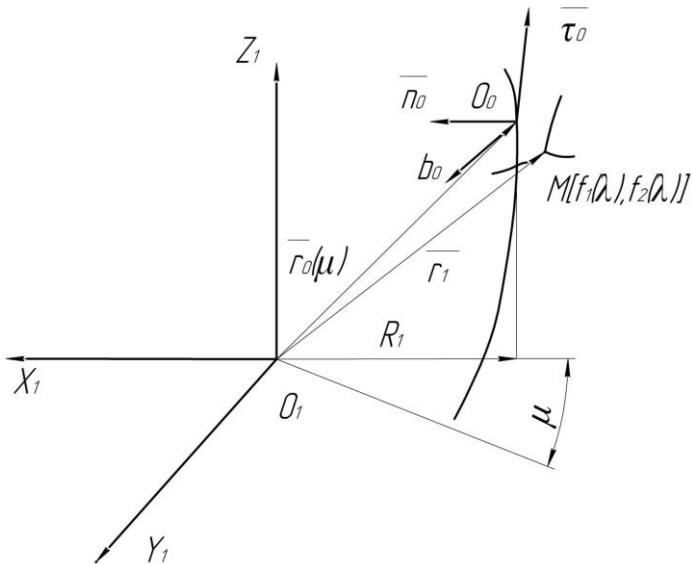


Рис. 2.5. К выводу уравнения поверхности косозубого колеса

Для вывода уравнения поверхности косозубого колеса найдем (с использованием раздела 2.1) направляющие косинусы осей сопровождающего трехгранника кривой (2.65). Единичные векторы касательной, нормали и бинормали кривой (2.65) равны

$$\begin{aligned}\bar{\tau}_0 &= \frac{R_1}{(R_1^2 + P^2)^{0,5}} (-\bar{i}_n \sin \mu + \bar{j}_n \cos \mu) + \frac{P}{(R_1^2 + P^2)^{0,5}} \bar{k}_n, \\ \bar{n}_0 &= -\bar{i}_n \cos \mu - \bar{j}_n \sin \mu + 0 \cdot \bar{k}_n, \\ \bar{b}_0 &= \frac{P}{(R_1^2 + P^2)^{0,5}} (\bar{i}_n \sin \mu - \bar{j}_n \cos \mu) + \frac{-R_1}{(R_1^2 + P^2)^{0,5}} \bar{k}_n.\end{aligned}\tag{2.67}$$

Кривизну и кручение винтовой линии можно определить по формулам

$$k = \frac{R_1}{R_1^2 + P^2}; \quad x = \frac{P}{R_1^2 + P^2}.\tag{2.68}$$

Если учесть равенство (2.66), то соотношения (2.67) можно привести к виду

$$\begin{aligned}\bar{\tau}_0 &= -\bar{i}_n \sin \mu \sin \beta + \bar{j}_n \cos \mu \sin \beta \pm \bar{k}_n \cos \beta, \\ \bar{n}_0 &= -\bar{i}_n \cos \mu - \bar{j}_n \sin \mu \pm 0 \cdot \bar{k}_n, \\ \bar{b}_0 &= \pm \bar{i}_n \sin \mu \cos \beta \mp \bar{j}_n \cos \mu \cos \beta + \bar{k}_n \sin \beta.\end{aligned}\tag{2.69}$$

В этих равенствах верхний знак относится к правой винтовой линии, нижний - к левой винтовой линии. В дальнейшем будем рассматривать случай правой винтовой линии ($P > 0$) и в соотношениях (2.69) будем принимать верхний знак. Подставляя значения (2.65) и (2.69) в (2.11), получаем следующее уравнение поверхности зубьев колеса в системе координат $X_1 Y_1 Z_1$

$$\begin{aligned}
X_1 &= (R_1 - f_2) \cos \mu + f_1 \sin \mu \cos \beta, \\
Y_1 &= (R_1 - f_2) \sin \mu - f_1 \cos \mu \cos \beta, \\
Z_1 &= P\mu + f_1 \sin \beta.
\end{aligned}
\tag{2.70}$$

Уравнение (2.70) определяет поверхность зубьев, когда образующая кривая расположена в сечении, перпендикулярном вектору $\bar{\tau}_0$. Если в (2.70) положить $\beta = 0$, имеем уравнение поверхности зубьев для случая, когда образующая кривая расположена в торцовом сечении

$$\begin{aligned}
X_1 &= (R_1 - f_2) \cos \mu + f_1 \sin \mu, \\
Y_1 &= (R_1 - f_2) \sin \mu - f_1 \cos \mu, \\
Z_1 &= P\mu.
\end{aligned}
\tag{2.71}$$

Если положить в (2.70) $\beta = 0,5\pi$, имеем случай расположения профилирующей кривой в осевом сечении колеса.

Определим вектор нормали и коэффициенты первой квадратичной формы поверхности зубьев колеса. Рассмотрим случай, когда производящая поверхность задана в форме (2.70). Из соотношений (2.70) производные \bar{r}_1^λ и \bar{r}_1^μ

$$\begin{aligned}
\bar{r}_1^\lambda &= (f_1' \sin \mu \cos \beta - f_2' \cos \mu) \bar{i}_n + (f_1' \cos \mu \cos \beta - f_2' \sin \mu) \bar{j}_n + \\
\bar{r}_1^\mu &= [(R_1 - f_1)(-\sin \mu) + f_1 \cos \mu \cos \beta] \cdot \bar{i}_n + \\
&+ [(R_1 - f_1) \cos \mu + f_1 \sin \mu \cos \beta] \cdot \bar{j}_n + P \cdot \bar{k}_n.
\end{aligned}
\tag{2.72}$$

Проекции вектора нормали получим, используя (2.13), в виде

$$\begin{aligned}
N_{1X} &= -P(f_2' \sin \mu + f_1' \cos \beta \cos \mu) - \\
&\quad - f_1'[(R_1 - f_2) \cos \mu + f_1 \sin \mu \cos \beta] \sin \beta, \\
N_{1Y} &= -P(-f_2' \cos \mu + f_1' \cos \beta \sin \mu) + \\
&\quad + f_1'[-(R_1 - f_2) \sin \mu + f_1 \cos \mu \cos \beta] \sin \beta, \\
N_{1Z} &= -f_2'(R_1 - f_2) + f_1 f_1' \cos^2 \beta.
\end{aligned}
\tag{2.73}$$

Из соотношений (2.24) и (2.72) коэффициенты первой квадратичной формы поверхности зубьев равны

$$\begin{aligned}
E &= (f_1')^2 + (f_2')^2, \\
F &= -f_1'(R_1 - f_2) \cos \beta - f_1 f_2' \cos \beta + P f_1' \sin \beta, \\
G &= (R_1 - f_2)^2 + f_1^2 \cos^2 \beta + P^2.
\end{aligned}
\tag{2.74}$$

Данные выражения можно получить, используя зависимости (2.27). Заметим, что приведенные выражения упрощаются, если в качестве независимой переменной рассматривать одну из неизвестных функций, например, f_2 . Тогда в этих выражениях следует положить $f_2' = 1$.

2.3.2. Зацепление косозубого цилиндрического и гиперболоидного колес

Рассмотрим схему зацепления косозубого цилиндрического колеса с гиперболоидным, представленную на рис. 2.4, где в системе координат X_1, Y_1, Z_1 уравнение поверхности зубьев цилиндрического колеса имеет вид (2.70). В системе координат $X_P Y_P Z_P$ эти уравнения будут иметь вид

$$\begin{aligned}
 X_P &= X_1 \cos \varphi_1 - Y_1 \sin \varphi_1, \\
 Y_P &= X_1 \sin \varphi_1 + Y_1 \cos \varphi_1, \\
 Z_P &= Z_1.
 \end{aligned}
 \tag{2.75}$$

В неподвижной системе координат XYZ получаем

$$\begin{aligned}
 X &= X_1 \cos \varphi_1 - Y_1 \sin \varphi_1, \\
 Y &= X_1 \sin \varphi_1 + Y_1 \cos \varphi_1 - \psi, \\
 Z &= Z_1.
 \end{aligned}
 \tag{2.76}$$

Координаты (2.73) вектора нормали в системе координат XYZ будут равны

$$\begin{aligned}
 N_X &= N_{1X} \cos \varphi_1 - N_{1Y} \sin \varphi_1, \\
 N_Y &= N_{1X} \sin \varphi_1 + N_{1Y} \cos \varphi_1, \\
 N_Z &= N_{Z1}.
 \end{aligned}$$

Координаты вектора относительной скорости при $\psi = const$ в неподвижной системе координат имеют значения [156] (при $\omega_1 = 1 \frac{1}{c}$, ω_1 - угловая скорость цилиндрического колеса)

$$\begin{aligned}
 V_X^{12\varphi_1} &= -Y(1 - i_{21} \cos \gamma) - Zi_{21} \sin \gamma, \\
 V_Y^{12\varphi_1} &= X(1 - i_{21} \cos \gamma) - a_W i_{21} \cos \gamma, \\
 V_Z^{12\varphi_1} &= (X + a_W) i_{21} \sin \gamma.
 \end{aligned}$$

При $\varphi_1 = const$ и $\omega_1 = 1 \frac{1}{c}$ относительная скорость имеет значения проекций на неподвижные оси координат, равные

$$V_X^{12\psi} = 0,$$

$$V_Y^{12\psi} = -1,$$

$$V_Z^{12\psi} = 0.$$

С использованием соотношений (2.76), (2.77), (2.78) и (2.79) имеем

$$F_1(\lambda, \mu, \varphi, \psi) = (\bar{V}^{12\varphi} N) = (X_1 N_{1Y} - Y_1 N_{1X})(1 - i_{21} \cos \gamma) + \\ + [\psi(1 - i_{21} \cos \gamma) - Z_1 i_{21} \sin \gamma](N_{1X} \cos \varphi_1 - N_{1Y} \sin \varphi_1) - \\ - a_w i_{21} (N_{1X} \sin \varphi_1 + N_{1Y} \cos \varphi_1) \cos \gamma + \\ + (X_1 \cos \varphi_1 - Y_1 \sin \varphi_1 + a_w) i_{21} N_{1Z} \sin \gamma = 0, \\ F_2(\lambda, \mu, \varphi, \psi) = (\bar{V}^{12\psi} N) = N_{1X} \sin \varphi_1 + N_{1Y} \cos \varphi_1 = 0. \\ (2.80)$$

В этих равенствах, являющихся уравнениями зацепления, X_1, Y_1, Z_1 имеют значения (2.70), а N_{1X}, N_{1Y}, N_{1Z} - значения (2.73).

Уравнения поверхностей зубьев гиперболоидного колеса имеют вид (2.57) при значениях X, Y, Z из (2.76). Полученные зависимости можно использовать при исследовании передач с цилиндрическим косозубым колесом со схемами, представленными в табл. 2.1.

Выводы

1. Разработана математическая модель обобщенной производящей поверхности (обобщенного колеса), уравнение которой представлено в виде комбинации функций, определяющих продольную и поперечную форму ее зубьев. В общем виде определены основные геометрические характеристики производящей поверхности (колеса).

2. Получены основные геометрические характеристики производящей поверхности, от которых зависят показатели нагрузочной способности передач зацеплением.

3. Получена обобщенная математическая модель гиперболоидной зубчатой передачи с цилиндрическим прямозубым зубчатым колесом с обобщенным профилем зубьев, применимая для девяти схем передач зацеплением.

4. Разработана математическая модель гиперболоидной передачи с косозубым цилиндрическим колесом с двумя параметрами огибания. Полученные результаты применимы для девяти схем передач зацеплением.

ГЛАВА 3. МЕТОД СИНТЕЗА ОРТОГОНАЛЬНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ЗАДАНЫМ ЗНАЧЕНИЯМ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

3.1. Производящая поверхность и ее элементы

При синтезе передач по заданным геометро-кинематическим показателям несущей способности для образования сопряженного зацепления принимаем второй способ Оливье, т.е. поверхность одного из элементов пары совпадает с производящей поверхностью.

Для вывода уравнения обобщенной производящей поверхности можно воспользоваться результатами главы 2, а можно поступить следующим образом: рассмотрим систему координат $X_1Y_1Z_1$, связанную с производящим колесом (колесом 1), ось Z_1 которой совпадает с осью колеса 1 (рис. 3.1). Запишем в этой системе координат уравнение линии зуба производящего колеса (рис. 3.1)

$$\vec{r}_o(\mu) = x_o(\mu)\vec{i}_1 + y_o(\mu)\vec{j}_1 + z_o(\mu)\vec{k}_1, \quad (3.1)$$

где μ - параметр;

$x_o(\mu), y_o(\mu), z_o(\mu)$ - координаты произвольной точки O_p кривой (3.1);

$\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1$ - орты осей системы координат $X_1Y_1Z_1$, связанной с производящей поверхностью.

Введем в рассмотрение систему координат $X_pY_pZ_p$, начало которой расположим в точке O_p кривой (3.1) так, чтобы ось O_pX_p пересекала ось O_pZ_p . Торцовое сечение зуба производящего колеса в системе координат $X_pY_pZ_p$ опишем произвольной кривой

$$\vec{\rho}_1(\lambda) = f_1(\lambda)\vec{i}_p + f_2(\lambda)\vec{j}_p, \quad (3.2)$$

где $f_1(\lambda), f_2(\lambda)$ - произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции, связанные зависимостью

$$f_2(\lambda) = f_2[f_1(\lambda)], \quad (3.3)$$

λ - параметр;

\vec{i}_p, \vec{j}_p - орты осей системы координат $X_p Y_p Z_p$.

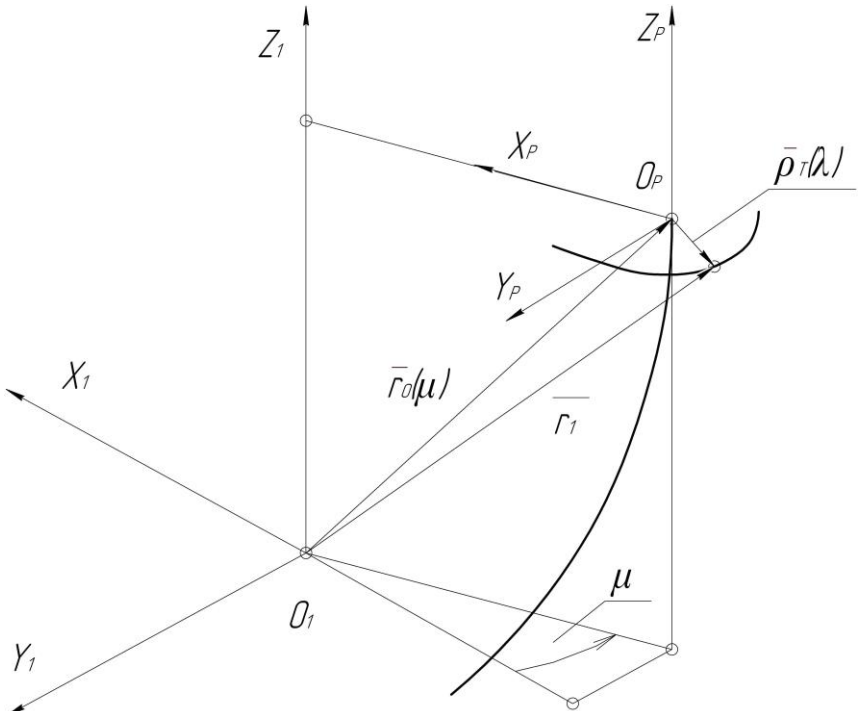


Рис. 3.1. К выводу уравнения обобщенной производящей поверхности

Для компактности последующих выражений опустим в них заключенный в скобки параметр производящей поверхности λ . С

этой же целью в ряде случаев будем применять круговые векторные функции.

Переходя от системы координат $X_p Y_p Z_p$ к системе $X_1 Y_1 Z_1$, запишем уравнение производящей поверхности, соответствующей обобщенному исходному контуру в торцовом сечении

$$\vec{r}_1 = \vec{r}_o(\mu) + f_1 \vec{e}_1(\mu) + f_2 \vec{q}_1(\mu) \quad (3.4)$$

Здесь $\vec{e}_1(\mu) = \vec{i}_1 \cos \mu + \vec{j}_1 \sin \mu$ - круговые векторные

$\vec{q}_1(\mu) = -\vec{i}_1 \sin \mu + \vec{j}_1 \cos \mu$ - функции параметра μ .

Для определения основных элементов производящей поверхности найдем частные производные вектор-функции (3.4) по параметрам λ, μ , учитывая, что в соответствии с условием (3.3)

$$f_1' = 1; f_1'' = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial \lambda} \vec{r}_1 = \vec{r}_1^\lambda = \vec{e}_1(\mu) + f_2' \vec{q}_1(\mu), \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial \mu} \vec{r}_1 = \vec{r}_1^\mu = \vec{r}_o^\mu + f_1 \vec{q}_1(\mu) + f_2 \vec{e}_1(\mu).$$

С использованием соотношений (3.5) могут быть найдены

а) вектор нормали к поверхности (3.4)

$$\vec{n}_1 = \vec{r}_1^\lambda \times \vec{r}_1^\mu, \quad (3.6)$$

б) вектор касательной к производящей поверхности

$$\vec{\tau} = \vec{r}_1^\lambda d\lambda + \vec{r}_1^\mu d\mu, \quad (3.7)$$

в) коэффициенты первой квадратичной формы

$$\begin{aligned}
 E_1 &= \vec{r}_1^\lambda \vec{r}_1^\lambda, \\
 F_1 &= \vec{r}_1^\lambda \vec{r}_1^\mu, \\
 G_1 &= \vec{r}_1^\mu \vec{r}_1^\mu,
 \end{aligned}$$

(3.8)

которые будут использованы для исследования станочного зацепления и определения геометро-кинематических показателей несущей способности синтезируемых передач.

3.1.1. Производящая поверхность - косозубое цилиндрическое колесо

В применяемых конструкциях червячных и винтовых передач поверхность зубьев одного из элементов пары представляет собой геликоид. Такая поверхность весьма технологична, поскольку она может быть получена современными высокопроизводительными способами формообразования. В этой связи потребуем, чтобы производящая поверхность являлась геликоидом. Определим уравнение поверхности геликоида и некоторых элементов этой поверхности.

Используя данные рис. 3.2, запишем уравнение обыкновенной винтовой линии постоянного шага, определяющей линию зуба производящего геликоида

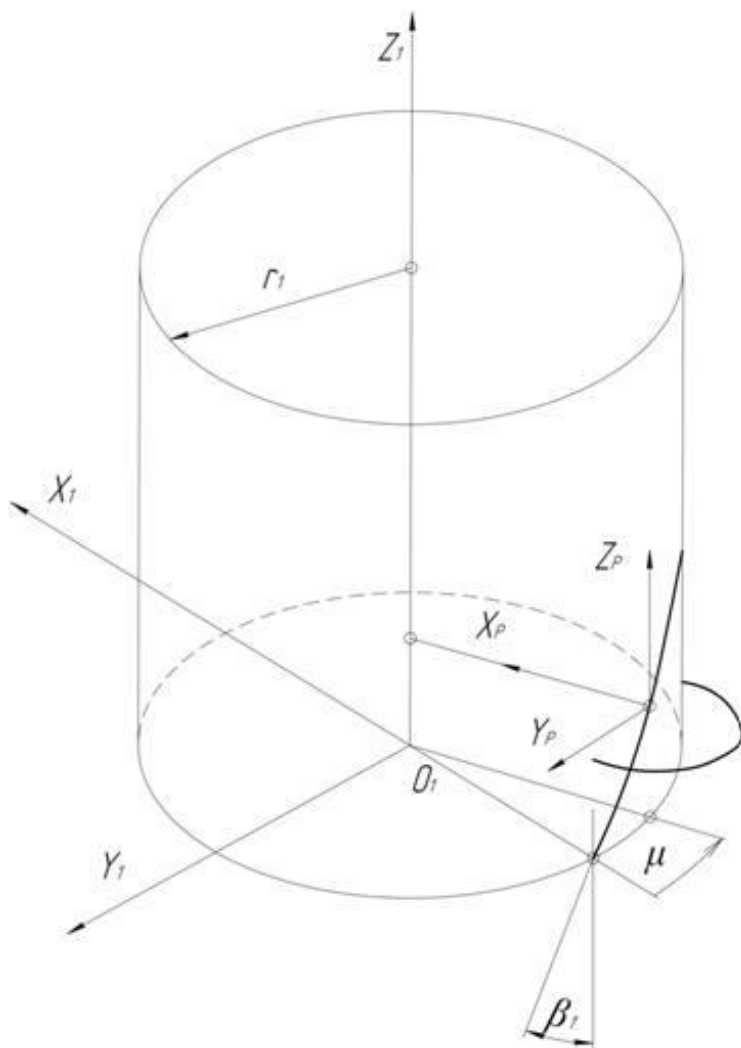


Рис. 3.2. Линия зуба производящего геликоида

$$\vec{r}_o(\mu) = r_1 [\vec{e}_1(\mu) + \mu \operatorname{ctg} \beta_1 \vec{k}_1], \quad (3.9)$$

где r_1 - радиус начального цилиндра геликоида;

β_1 - угол наклона винтовой линии на начальном цилиндре.

Подставив полученную зависимость в выражение (3.4), получим уравнение поверхности косозубого производящего колеса

$$r_1 = (f_1 - r_1)\vec{e}_1(\mu) + f_2\vec{q}_1(\mu) + r_1 \cdot \mu \operatorname{ctg}\beta_1 \vec{k}_1. \quad (3.10)$$

Запишем значения производных вектор-функции (3.10) по параметрам λ, μ

$$\begin{aligned} \vec{r}_1^\lambda &= \vec{e}_1(\mu) + f_1' \vec{q}_1(\mu), \\ \vec{r}_1^\mu &= (f_1 - r_1)\vec{q}_1(\mu) - f_2\vec{e}_1(\mu) + r_1 \operatorname{ctg}\beta_1 \vec{k}_1. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Определим далее выражения для вектора нормали к производящей поверхности в форме (3.10)

$$\vec{n}_1 = r_1 \operatorname{ctg}\beta_1 [f_2' \vec{e}_1(\mu) - \vec{q}_1(\mu)] + (f_1 - r_1 + f_2 f_1') \vec{k}_1 \quad (3.12)$$

и коэффициентов ее первой квадратичной формы

$$\begin{aligned} E_1 &= 1 + (f_2')^2, \\ F_1 &= f_2'(f_1 - r_1) - f_2, \\ G_1 &= (f_1 - r_1)^2 + f_2^2 + r_1^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_1. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Модуль вектора нормали (3.12) равен

$$|\vec{n}_1| = \sqrt{r_1^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_1 [1 + (f_2')^2] + (f_1 - r_1 + f_2 f_1')^2}. \quad (3.14)$$

3.1.2. Производящая поверхность – прямозубое зубчатое колесо

Прямозубое колесо является геликоидом с осевым шагом, равным бесконечности.

При такой форме производящей поверхности ее уравнение найдем из выражения (3.10), полагая $\mu = 0$, $\operatorname{ctg}\beta_1 = 0$, $z_o(\mu) = \mu_o$.

После преобразований получим

$$\vec{n} = (f_1 - r_1)\vec{i}_1 + f_2\vec{j}_1 + \mu_o\vec{k}_1. \quad (3.15)$$

Соответственно могут быть преобразованы выражения (3.11) – (3.14). Зависимости для определения вектора и модуля нормали к поверхности прямозубого производящего колеса и коэффициентов первой квадратичной формы этой поверхности запишем так

$$\vec{n}_1 = f_1' \vec{i}_1 - \vec{j}_1, \quad (3.16)$$

$$|\vec{n}_1| = \sqrt{1 + (f_2')^2}, \quad (3.17)$$

$$E_1 = 1 + (f_2')^2, \quad F_1 = 0, \quad G_1 = 1. \quad (3.18)$$

3.2. Станочное зацепление

Рассмотрим зубчатые передачи с перекрещивающимися осями, образованные по второму способу Оливье. Как указывалось ранее, при таком способе образования сопряженного зацепления предполагается полное совпадение поверхности зубьев одного из элементов пары с производящей поверхностью, поэтому все исследования и выводы, относящиеся к станочному зацеплению, в равной мере относятся и к рабочему зацеплению активных поверхностей звеньев передачи.

В связи с тем, что наибольшее распространение в машиностроении имеют ортогональные передачи со скрещивающимися осями, ограничимся рассмотрением станочного (рабочего) зацепления с углом между осями колес $\gamma = 0,5\pi$.

Общность при этом не нарушится, однако последующие зависимости приобретут более компактную форму.

Для исследования станочного зацепления введем в рассмотрение следующие системы координат (рис. 3.3): подвижную $X_1Y_1Z_1$, связанную с колесом 1 (производящим);

подвижную $X_2Y_2Z_2$, связанную с колесом 2, неподвижную систему координат XYZ , связанную со стойкой. Колесо 1 вращается с угловой скоростью ω_1 против направления движения часовой стрелки (если смотреть с положительного направления оси вращения звена 1 Z_1). Колесо 2 вращается с угловой скоростью ω_2 вокруг оси Z_2 в направлении, совпадающем с направлением движения часовой стрелки. При повороте колеса 1 на угол φ_1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , т.е. выполняется соотношение

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = U_{21}, \quad (3.19)$$

где U_{21} - передаточное отношение.

Представленная на рис. 3.3 схема зацепления может быть использована для любой формы производящей поверхности при соответствующем изменении знака перед U_{21} в случае изменения направления вращения одного из колес передачи.

Для образования сопряженного зацепления необходимо выполнение условия

$$\vec{n}_1 \vec{V}^{(12)} = 0, \quad (3.20)$$

которое в теории зацеплений носит название уравнения зацепления (уравнения контакта) условие (3.20) означает, что взаимодействующие поверхности в каждый момент времени скользят и перекатываются друг по другу, не внедряясь взаимно и не расходясь, т.е. вектор скорости относительного движения $\vec{V}^{(12)}$ звеньев передачи лежит в общей касательной плоскости.

В случае использования схемы по рис. 3.3 скорость относительного движения звеньев ортогональной передачи определяется выражением [156], [80]

$$\vec{V}^{(12)} = -y_1 \vec{i} + x_1 \vec{j} + z_1 u_{21} \vec{e}_1(-\varphi_1) - u_{21} (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1) \vec{e}_1 \quad (3.21)$$

где $X_1Y_1Z_1$ - проекции радиус-вектора производящей поверхности на координатные оси;

a_w - межосевое расстояние зубчатой передачи.

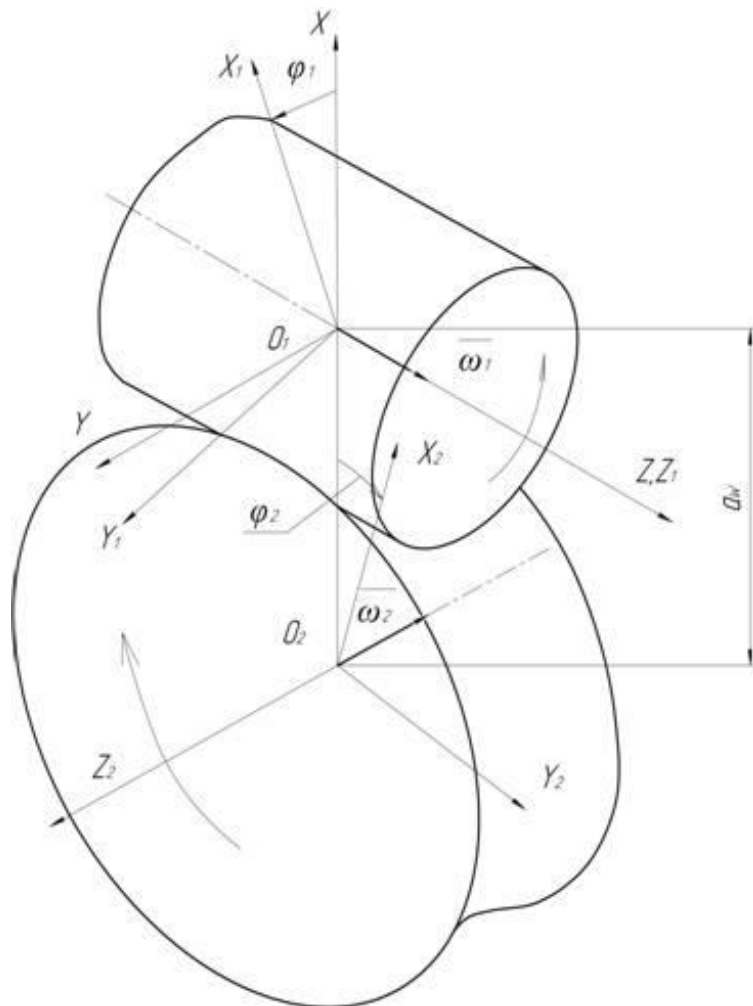


Рис. 3.3. Схема станочного зацепления

3.2.1. Производящая поверхность – косозубое цилиндрическое колесо

В этом случае справедливы следующие соотношения:

а) скорость скольжения

$$\vec{V}^{(12)} = (f_1 - r_1)\vec{q}_1(\mu) - f_2\vec{e}_1(\mu) + U_{21}ctg\beta_1 r_1 \mu \vec{e}_1(-\varphi_1) - U_{21}[(f_1 - r_1)\cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) + a_w]\vec{k}_1, \quad (3.22)$$

б) уравнение зацепления

$$F(\lambda, \mu, \varphi_1) = -r_1 ctg\beta_1 (f_1 - r_1 + f_2 f_2') + r_1^2 ctg\beta_1 u_{21} \mu \sin(\mu + \varphi_1) + f_2' \cos(\mu + \varphi_1) - u_{21} (f_1 - r_1 + f_2 f_2') [(f_1 - r_1)\cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) + a_w] = 0. \quad (3.23)$$

Следует отметить, что для производящей поверхности (3.10) направление вращения звена 2 не соответствует принятому на рис. 3.3. В связи с этим в выражениях (3.22), (3.23) и в последующих соотношениях для численных расчетов следует изменить знак перед u_{21} на противоположный.

Для определения качественных показателей передачи потребуются значения частных производных уравнений (3.23) по параметрам λ, μ, φ_1 . Обозначив эти производные соответственно

$F^\lambda, F^\mu, F^\varphi$, запишем их в следующей форме:

$$F^\lambda = r_1 ctg\beta_1 \left[u_{21} ctg\beta_1 r_1 \mu f_2'' \cos(\mu + \varphi_1) - 1 - (f_2')^2 - f_2 - u_{21} \left[1 + (f_2')^2 + f_2 f_2'' \right] [(f_1 - r_1)\cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) + a_w] - u_{21} (f_1 - r_1 + f_2 f_2') [\cos(\mu + \varphi_1) - f_2' \sin(\mu + \varphi_1)] \right]$$

$$\begin{aligned}
F^\mu &= r_1^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_1 u_{21} \mu \left[\cos(\mu + \varphi_1) - f_2' \sin(\mu + \varphi_1) \right] + \\
&+ (f_1 - r_1 + f_2 f_2') \left[(f_1 - r_1) \sin(\mu + \varphi_1) + f_2 \cos(\mu + \varphi_1) \right] u_{21} + \\
&+ r_1^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_1 u_{21} \left[\sin(\mu + \varphi_1) + f_2' \cos(\mu + \varphi_1) \right]
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$F^\varphi = F^\mu - r_1^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_1 u_{21} \left[\sin(\mu + \varphi_1) - f_2' \cos(\mu + \varphi_1) \right]$$

Преобразуем выражение для частной производной уравнения контакта по параметру λ

$$F^\lambda = A_F + f_2'' k_F. \tag{3.25}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
A_F &= - \left[1 + (f_2')^2 \right] \left\{ r_1 \operatorname{ctg} \beta_1 + u_{21} \left[(f_1 - r_1) \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) \right] \right. \\
&\quad \left. - u_{21} (f_1 - r_1 + f_2 f_2') \left[\cos(\mu + \varphi_1) - f_2' \sin(\mu + \varphi_1) \right] \right\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
K_F &= r_1 \operatorname{ctg} \beta \left[u_{21} \operatorname{ctg} \beta r_1 \mu \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \right] - f_2 \left[(f_1 - r_1) \cos(\mu + \varphi_1) \right. \\
&\quad \left. - f_2 \sin(\mu + \varphi_1) + a_w \right] u_{21}.
\end{aligned} \tag{3.26}$$

При исследовании передач зацеплением анализируются форма и расположение контактных линий. Уравнение поверхности зацепления (геометрического места контактных линий в неподвижной системе координат, связанной со стойкой) получим, присоединив к соотношению (3.23) выражение

$$\vec{r} = (f_1 - r_1) \vec{e}_1(\mu + \varphi_1) + f_2 \vec{q}(\mu + \varphi_1) + r_1 \mu \operatorname{ctg} \beta \vec{e}_1 \tag{3.27}$$

При фиксированном значении φ_1 получим уравнение контактной линии.

3.2.2. Производящая поверхность – прямозубое цилиндрическое колесо

При задании уравнения поверхности производящего колеса в форме (3.15) станочные движения рис. 3.3 справедливы для данной схемы образования сопряженного зацепления.

В случае использования в качестве производящего прямозубого колеса зависимости п. 3.2.1 значительно упрощаются. Выражение для скорости относительного движения звеньев будет иметь вид

$$\vec{V}^{(12)} = -f_2 \vec{i}_1 + (f_1 - r_1) \vec{j} + \mu_o u_{21} \vec{e}_1(-\varphi_1) - u_{21} [(f_1 - r_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1 + a_w] \vec{k}_1. \quad (3.28)$$

Форма уравнения зацепления весьма удобна

$$F(\lambda, \mu, \varphi_1) = -(f_2 f_2' + f_1 - r_1) + \mu_o u_{21} (f_2' \cos \varphi_1 + \sin \varphi) = 0 \quad (3.29)$$

т.к. позволяет исключить один из параметров, например, параметр μ_o

$$\mu_o = \frac{f_2 f_2' + f_1 - r_1}{u_{21} (f_2' \cos \varphi_1 + \sin \varphi)}. \quad (3.30)$$

Приведем значения частных производных уравнения (3.29) по параметрам λ, μ, φ_1 :

$$\begin{aligned} F^\lambda &= \mu_o u_{21} f_2'' \cos \varphi_1 - (f_2')^2 - f_2 f_2'' - 1, \\ F^\mu &= u_{21} (f_2' \cos \varphi_1 + \sin \varphi_1), \\ F^\varphi &= \mu_o u_{21} (\cos \varphi_1 + f_2' \sin \varphi_1). \end{aligned} \quad (3.31)$$

По аналогии с выражениями (3.26) имеем

$$A_F = -1 - (f_2')^2,$$

$$K_F = \mu_o u_{21} f_2'' \cos \varphi_1 - f_2.$$

Поверхность зацепления получим, рассматривая соотношение (3.30) совместно с выражением

$$\vec{r} = (f_1 - r_1) \vec{e}_1(\varphi_1) + f_2 \vec{q}(\varphi_1) + \mu_o \vec{k}. \quad (3.32)$$

Фиксируя один из параметров λ, μ, φ_1 , получим линии $\lambda = const, \mu_o = const, \varphi_1 = const$, принадлежащие поверхности зацепления.

3.3. Качественные показатели

Для оценки качества синтезированной передачи существует, как указывалось, ряд объективных геометро-кинематических показателей несущей способности. Задание требуемой величины этих параметров позволяет получить такие геометрические характеристики передачи, при которых существенно уменьшается опасность заедания.

Приведем некоторые показатели, которые будут использованы для синтеза передачи и анализа ее работоспособности.

3.3.1. Суммарная скорость движения точек контакта

При определении нагрузки заедания передачи, толщины масляного слоя и других характеристик контактирующих поверхностей необходимо знать величину суммарной скорости перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном контактной линии. Эта скорость оказывает существенное влияние на условия образования масляного клина – с ростом ее улучшаются условия контактирования.

Вектор суммарной скорости равен [81]

$$\vec{V}_\Sigma = \vec{V}_{1r} + \vec{V}_{2r}, \quad (3.33)$$

где \vec{V}_{1r} и \vec{V}_{2r} - векторы скоростей движения контактных точек по поверхности зубьев 1 и 2 соответственно.

Учитывая, что

$$\vec{V}_{2r} = \vec{V}_{1r} + \vec{V}^{(12)}, \quad (3.34)$$

для вектора суммарной скорости получим

$$\vec{V}_{\Sigma} = 2\vec{V}_{1r} + \vec{V}^{(12)}.$$

Определим скорость движения точки контакта по поверхности производящего колеса

$$\vec{V}_{1r} = \vec{r}_1^{\lambda} \frac{d\lambda}{dt} + \vec{r}_1^{\mu} \frac{d\mu}{dt}. \quad (3.35)$$

Составляющая вектора скорости \vec{V}_{1r} , направленная перпендикулярно линии контакта, зависит от соотношения величин $\frac{d\lambda}{dt}$ и $\frac{d\mu}{dt}$, которое определим при решении системы уравнений

$$\begin{cases} (\vec{r}_1^{\lambda} \vec{\tau}_{01}) \frac{d\lambda}{dt} + (\vec{r}_1^{\mu} \vec{\tau}_{01}) \frac{d\mu}{dt} = 0, \\ F^{\lambda} \frac{d\lambda}{dt} + F^{\mu} \frac{d\mu}{dt} = -F^{\varphi}. \end{cases} \quad (3.36)$$

Первое уравнение системы (3.36) получено из условия перпендикулярности вектора \vec{V}_{1r} вектору $\vec{\tau}_{01}$, направленному по касательной к характеристике. Величина вектора $\vec{\tau}_{01}$ определяется выражением (3.7). Отношение дифференциалов $d\lambda : d\mu$ найдем, дифференцируя уравнение зацепления при $\varphi_1 = const$

$$\frac{d\lambda}{d\mu} = -\frac{F^\mu}{F^\lambda}. \quad (3.37)$$

Таким образом, для величины вектора $\vec{\tau}_{01}$ справедливо выражение

$$\vec{\tau}_{01} = \vec{r}_1^\mu F^\lambda - \vec{r}_1^\lambda F^\mu. \quad (3.38)$$

Второе уравнение системы (3.36) получаем при дифференцировании уравнения зацепления, полагая $\frac{d\varphi_1}{dt} = 1$.

Решая систему уравнений (3.36), имеем

$$\begin{aligned} \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{-(\vec{r}_1^\lambda \vec{\tau}_{01}) F^\varphi}{F^\mu (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\lambda) - F^\lambda (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\mu)}, \\ \frac{d\mu}{dt} &= \frac{(\vec{r}_1^\lambda \vec{\tau}_{01}) F^\varphi}{F^\mu (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\lambda) - F^\lambda (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\mu)}. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Подставим найденные решения (3.39) в уравнение (3.35)

$$\vec{V}_{1R(\tau)} = \frac{[\vec{r}_1^\mu (\vec{r}_1^\lambda \vec{\tau}_{01}) - \vec{r}_1^\lambda (\vec{r}_1^\mu \vec{\tau}_{01})] F^\varphi}{F^\mu (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\lambda) - F^\lambda (\vec{\tau}_{01} \vec{r}_1^\mu)}. \quad (3.40)$$

Выражение в квадратных скобках формулы (3.40) представляет собой векторное произведение

$$\vec{\tau}_{01} \times (\vec{r}_1^\lambda \times \vec{r}_1^\mu) = \vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1,$$

знаменатель равен $-\vec{\tau}_{01}^2 = -|\vec{\tau}_{01}|^2$, т.е.

$$\vec{V}_{1R(\tau)} = -\frac{F^\varphi (\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1)}{|\vec{\tau}_{01}|^2}.$$

С учетом значения скорости $\vec{V}_{1R(\tau)}$ в направлении, перпендикулярном характеристике, найдем составляющую вектора суммарной скорости

$$\vec{V}_{1R(\tau)} = -\frac{2F^\varphi (\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1)}{|\vec{\tau}_{01}|^2} + \vec{V}^{(12)}. \quad (3.41)$$

Спроектируем вектор \vec{V}_Σ^* на единичный вектор

$$\vec{a} = \frac{\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1}{|\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1|},$$

перпендикулярный направлению касательной к контактной линии. Умножая скалярно обе части уравнения (3.41) на \vec{a} и учитывая при этом, что вследствие перпендикулярности векторов $\vec{\tau}_{01}$ и \vec{n}_1 справедливо равенство $|\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1| = |\vec{\tau}_{01}| |\vec{n}_1|$, получим выражение для величины суммарной скорости движения точек контакта в направлении, нормальном к характеристике

$$\vec{V}_\Sigma = -\frac{-2F^\varphi |\vec{n}_1|^2 + \vec{V}(\vec{\tau}_{01} \times \vec{n}_1)}{|\vec{\tau}_{01}| |\vec{n}_1|}. \quad (3.42)$$

Произведем умножение в числителе полученной формулы и подставим значения \vec{n}_1 , $\vec{\tau}_{01}$. После преобразований имеем

$$V_\Sigma = -\frac{2F^\varphi (E_1 G_1 - F_1^2) + \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda (F_1 F^\mu - G_1 F^\lambda) + \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu (F_1 F^\lambda - G_1 F^\mu)}{\left[E_1 (F^\mu)^2 - 2F_1 (F^\lambda F^\mu) + G_1 (F^\lambda)^2 \right]^{0.5} (E_1 G_1 - F_1^2)} \quad (3.43)$$

3.3.2. Удельные скольжения

При расчете и проектировании зубчатых передач появляется необходимость определения коэффициентов удельных скольжений, служащих для объективной оценки износа зубьев и, следовательно,

долговечности спроектированной зубчатой передачи. Коэффициенты удельных скольжений пространственных передач различных типов определены в работах [79], [80], [112]. Зависимости, приведенные в этих работах, могут быть использованы при исследовании скольжения зубьев винтовых и червячных передач.

В теории механизмов коэффициенты удельного скольжения выражают через скорости движения точек контакта по поверхности зубьев [35]

$$\eta_1 = \frac{V^{(12)}}{V_{1rv}}, \quad \eta_2 = \frac{V^{(12)}}{V_{2rv}}, \quad (3.44)$$

где $\vec{V}^{(12)}$ - скорость относительного движения зубьев колес передачи в точке контакта; V_{1rv}, V_{2rv} - скорости перемещения точек контакта по активным поверхностям зубьев зацепляющихся колес в направлении вектора относительной скорости.

Скорость движения точки контакта по поверхности зуба звена I в направлении $\vec{V}^{(12)}$ найдем из выражения (3.40), подставив вместо вектора $\vec{\tau}_{01}$, направленного по касательной к характеристике, вектор $\vec{b} = \vec{V}^{(12)} \times \vec{n}_1$, направление которого перпендикулярно направлению скорости скольжения $\vec{V}^{(12)}$. После преобразований получим

$$\vec{V}_{1rv} = -\frac{F^\varphi(\vec{b} \times \vec{n}_1)}{\vec{b} \cdot \vec{\tau}_{01}}. \quad (3.45)$$

Учитывая, что

$$\vec{b} \times \vec{n}_1 = -\vec{V}^{(12)} |\vec{n}_1|^2$$

и производя умножение в знаменателе выражения (3.45), получим скорость \vec{V}_{1rv}

$$\vec{V}_{1rv} = \frac{F^\varphi \vec{V}^{(12)} |\vec{n}_1|}{\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu (F_1 F^\lambda - E_1 \cdot F^\mu) - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda (F_1 F^\mu - G_1 \cdot F^\lambda)} \quad (3.46)$$

Подставим полученное нами значение скорости \vec{V}_{1rv} в выражение

$$\eta_1 = \frac{|\vec{V}^{(12)}|^2}{\vec{V}_{1rv} \cdot \vec{V}^{(12)}}, \quad (3.47)$$

которое является видоизменением первого соотношения (3.44). После преобразований получим формулу для определения коэффициента удельного скольжения поверхности зуба колеса 1

$$\eta_1 = \frac{\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu (F_1 F^\lambda - E_1 \cdot F^\mu) - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda (F_1 F^\mu - G_1 \cdot F^\lambda)}{F^\varphi |\vec{n}_1|^2} \quad (3.48)$$

Коэффициент η_2 определяется из соотношения

$$\eta_2 = \frac{|\vec{V}^{(12)}|^2}{\vec{V}_{2rv} \cdot \vec{V}^{(12)}}. \quad (3.49)$$

Поскольку справедливо равенство

$$\vec{V}_{2rv} = \vec{V}_{1rv} + \vec{V}^{(12)},$$

то

$$\eta_2 = \frac{\eta_1}{1 + \eta_1}. \quad (3.50)$$

3.3.3. Приведенная кривизна поверхностей зубьев

Приведенная кривизна в направлении, перпендикулярном контактной линии, существенно влияет на нагрузочную способность зубчатой передачи. С уменьшением приведенной кривизны снижается контактное давление в зацеплении, повышается толщина масляного слоя и тем самым увеличивается нагрузка заедания.

Приведенная кривизна поверхностей зубьев в сечении, проходящем через общую нормаль в точке касания поверхностей, определяется зависимостью

$$K_{np} = K_1 - K_2, \quad (3.51)$$

где K_1, K_2 - кривизны поверхностей зубьев колес 1 и 2, соответственно, в общем нормальном сечении.

Из дифференциальной геометрии известны соотношения [162]

$$K_1 = \frac{d\vec{r}_1 \cdot d\vec{e}_1}{d\vec{r}_1 \cdot d\vec{r}_1},$$

$$K_2 = \frac{d\vec{r}_2 \cdot d\vec{e}_2}{d\vec{r}_2 \cdot d\vec{r}_2}. \quad (3.52)$$

Здесь dr_1, de_1 - дифференциалы радиус-вектора поверхности колеса 1 и единичного вектора нормали к этой поверхности.

dr_2, de_2 - соответствующие дифференциалы для поверхности зуба колеса 2 (последние выражают через параметры производящей поверхности и параметры относительного движения звеньев).

Для нахождения приведенной кривизны поверхностей зубьев передачи в направлении, перпендикулярном касательной к линии контакта, используем зависимость, полученную в работе [80]

$$K_{np} = \frac{|\vec{\tau}_{01}|^2}{|\vec{n}_1|} \frac{1}{\Delta}, \quad (3.53)$$

где

$$|\vec{\tau}_{01}|^2 = E_1(F^\mu)^2 - 2F_1(F^\lambda F^\mu) + G(F^\lambda)^2, \quad (3.54)$$

$$|\vec{n}_1| = (E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5}, \quad (3.55)$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} E_1 F_1 & \vec{V}^{(12)} & \vec{r}_1^\lambda \\ F_1 G_1 & \vec{V}^{(12)} & \vec{r}_1^\mu \\ F^\lambda & F^\mu & F^\varphi \end{vmatrix}. \quad (3.56)$$

Раскрывая определить, получим

$$K_{np} = \frac{E_1(F^\mu)^2 - 2F_1(F^\lambda F^\mu) + G(F^\lambda)^2}{\left[(E_1 G_1 - F_1^2) \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda (F_1 F^\mu - G_1 F^\lambda) + \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu (F_1 F^\lambda - E_1 F^\mu) \right]}. \quad (3.57)$$

3.3.4. Угол между вектором относительной скорости и касательной к характеристике

Существенное влияние на условия заклинивания смазки и, следовательно, на нагрузочную способность винтовых и червячных передач оказывают форма и расположение контактных линий. Многие исследователи считают, что объективным показателем качества спроектированной передачи, характеризующим форму контактных линий, является угол между вектором скорости относительного движения звеньев и направлением касательной к характеристике. Полагают, что чем ближе он к прямому, тем лучше условия образования масляного клина в зацеплении. При этом

часто ссылаются на сравнительную оценку несущей способности цилиндрических и глобоидных червячных передач. У последних угол между вектором скорости скольжения и касательной к контактной линии значительно превышает этот показатель для цилиндрических червячных передач, приближаясь к 90^0 . Нагрузочная способность глобоидных передач, соответственно, значительно выше.

Показатель определим, используя зависимость

$$\cos V = \frac{\vec{V}^{(12)} \vec{\tau}_{01}}{|\vec{V}^{(12)}| |\vec{\tau}_{01}|} \quad (3.58)$$

Здесь V - угол между относительной скоростью и касательной к линии контакта.

Воспользуемся формулами (3.38), (3.55). При этом

$$\cos V = \frac{\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F^\lambda - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda F^\mu}{|\vec{V}^{(12)}| \left[E_1 (F^\mu)^2 - 2F_1 (F^\lambda F^\mu) + G (F^\lambda)^2 \right]^{0,5}} \quad (3.59)$$

В заключение приведем сводку формул для определения показателей работоспособности винтовой (червячной) передачи, синтезированной на базе производящей поверхности в форме (3.15). Эти формулы могут быть получены из соотношений (3.43), (3.48), (3.57), (3.59) с учетом зависимостей (3.17)

$$V_\Sigma = \frac{2F^\varphi - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F^\lambda - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda E_1 F^\mu}{\left[E_1 (F^\mu)^2 + (F^\lambda)^2 \right]^{0,5} E_1^{0,5}}, \quad (3.60)$$

$$\eta_1 = \frac{-\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F_1 F^\mu + \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda F^\lambda}{F^\varphi |\vec{n}_1|^2}, \quad (3.61)$$

$$K_{np} = \frac{E_1 (F^\mu)^2 + (F^\lambda)^2}{(F^\varphi E_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu E_1 F_1^\mu) E_1^{0,5}} \quad (3.62)$$

$$\cos \nu = \frac{\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F^\lambda - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda F^\mu}{|\vec{V}^{(12)}| [E_1 (F^\mu)^2 + (F^\lambda)^2]^{0,5}} \quad (3.63)$$

3.4. Дифференциальные уравнения для синтеза передач

Важнейшими кинематическими показателями несущей способности пространственных передач являются суммарная скорость движения точек контакта в направлении, перпендикулярном характеристике, и приведенная кривизна поверхностей зубьев в этом направлении. Поэтому синтез передач целесообразно вести именно по указанным показателям. Следует отметить, что эти качественные показатели взаимосвязаны. Как видно из анализа формул (3.43) и (3.57), с увеличением значения суммарной скорости уменьшается величина приведенной кривизны, т.е. улучшение одного показателя при прочих равных условиях ведет к улучшению другого.

Таким образом, можно считать, что с точки зрения синтеза передач с улучшенными характеристиками зацепления указанные качественные показатели являются, очевидно, равноправными.

В данной работе в качестве основного показателя, по которому ведется синтез передачи с рациональной геометрией, принята суммарная скорость перемещения контактных точек по поверхностям зубьев зацепляющихся колес в направлении, перпендикулярном касательной к линии контакта.

Кроме того, в качестве примера и в связи с большой простотой рассматривается метод синтеза винтовых (червячных) передач по условию равенства 90° угла между вектором относительной скорости и касательной к характеристике.

3.4.1. Дифференциальное уравнение для синтеза передач по заданной величине суммарной скорости

Для получения дифференциального уравнения в случае использования производящей поверхности, описываемой уравнением (3.10), используем соотношение (3.43). Возводя обе части формулы (3.43) в квадрат, после преобразований получаем квадратное уравнение

$$A(F^\lambda)^2 + BF^\lambda + C = 0, \quad (3.64)$$

где

$$\begin{aligned} A &= V_\Sigma^2 |\vec{n}_1|^2 G_1 - \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda G_1 \right)^2, \\ B &= -2V_\Sigma^2 |\vec{n}_1|^2 F_1 F^\mu - 2 \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda G_1 \right) \times \\ &\quad \times \left[2F^\varphi |\vec{n}_1|^2 + F^\mu \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda F_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu E_1 \right) \right], \\ C &= V_\Sigma^2 |\vec{n}_1|^2 E_1 (F^\mu)^2 - \left[2F^\varphi |\vec{n}_1|^2 + F^\mu \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda F_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu E_1 \right) \right] \times \\ &\quad \times \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\lambda G_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu F_1 \right). \end{aligned} \quad (3.65)$$

Поскольку F^λ определяется выражением (3.25), то корни уравнения (3.64) могут быть представлены зависимостью

$$f_2'' = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC} - 2AA_F}{2AK_F}. \quad (3.66)$$

Полученная зависимость является дифференциальным уравнением второго порядка. Решение этого уравнения удобно производить численными методами, например, методом Рунге-Кутты.

Задавая определенную величину суммарной скорости вдоль некоторой линии, принадлежащей поверхности зацепления, с помощью уравнения (3.66) определим профиль зубьев производящего колеса в торцовом сечении. При этом возможны три случая в зависимости от значения дискриминанта $B^2 - 4AC$: $B^2 - 4AC < 0$ - уравнение (3.66) не имеет действительных решений при данном значении V_Σ и данных

начальных условиях; $B^2 - 4AC > 0$ - решение уравнения (3.66) позволяет определить два варианта торцового профиля производящей поверхности. Целесообразность применения того или иного профиля определяется анализом качественных показателей в пределах рабочего участка поверхности зацепления; $B^2 - 4AC = 0$ - в этом случае имеем один вариант решения.

Таким образом, для практического использования предлагаемого метода синтеза передач наибольшее значение имеют последние два случая. Проанализируем их. Выражения

$$B^2 - 4AC = K,$$

где $K > 0$, а также

$$B^2 - 4AC = 0$$

и являются биквадратными уравнениями относительно V_Σ

$$V_\Sigma^4 a_1 + V_\Sigma^2 a_2 - K = 0,$$

$$V_\Sigma^4 a_1 + V_\Sigma^2 a_2 = 0,$$

(3.67)

в которых $a_1 < 0$, $a_2 > 0$.

Решая второе биквадратное уравнение относительно V_Σ , получим зависимость

$$V_{O\Sigma}^2 = -\frac{a_2}{a_1}$$

(нулевые корни не рассматриваем).

Здесь $V_{O\Sigma}^2$ - значение суммарной скорости при нулевом значении дискриминанта дифференциального уравнения (3.66).

Промежуточным решением первого биквадратного уравнения является выражение

$$V^2 K_\Sigma = \frac{-a_2 \pm \sqrt{a_2^2 + 4a_1 K}}{2a_1},$$

в котором VK_{Σ} - значение суммарной скорости в случае, когда дискриминант уравнения (3.66) больше нуля. Последнее выражение имеет следующие варианты решения, зависящие от знака и величины подкоренного выражения

$$\text{а) } d^2 = a_2^2 + 4a_1K = 0, \quad V^2K_{\Sigma} = -\frac{a_2}{2a_1} < V_{O\Sigma}^2,$$

$$\text{б) } d^2 = a_2^2 + 4a_1K < 0, \quad - \text{ нет действительных значений } V^2K_{\Sigma},$$

$$\text{в) } d^2 = a_2^2 + 4a_1K > 0, \quad d < a_2, \quad \begin{aligned} &|-a_2 + d| < |-2a_2|, \\ &|-a_2 - d| < |-2a_2|, \quad V^2K_{\Sigma} < V_{O\Sigma}^2. \end{aligned}$$

Как видим, в любом случае $VK_{\Sigma} < V_{O\Sigma}$. Это означает, что максимальная суммарная скорость $V_{\Sigma\max}$ может быть получена при выполнении условия $B^2 - 4AC = 0$, т.е. $V_{\Sigma\max} = V_{O\Sigma}$.

Подставляя в уравнение (3.67) значение коэффициентов a_1 и a_2 и решая его относительно $V_{\Sigma\max}$, получим

$$V_{\Sigma\max} = \pm \frac{\left[\vec{r}_1^{\lambda} F^{\mu} \left(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu} F_1 - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\lambda} G_1 \right) + \vec{r}_1^{\mu} \left(\left(2F^{\varphi} |\vec{n}_1|^2 + F^{\mu} \left(\vec{V}^{(12)} \right. \right. \right. \right. \right.}{|\vec{n}_1|^4 (F^{\mu})^2} \quad (3.68)$$

При синтезе передач будем задавать $V_{\Sigma} = V_{\Sigma\max}$. В этом случае дифференциальное уравнение (3.66) имеет вид

$$f_2'' = \frac{B + 2AA_F}{2AK_F}. \quad (3.69)$$

Уравнение (3.69) имеет важное практическое значение, поскольку позволяет получить единственное решение задачи отыскания формы профиля зуба производящего колеса, при котором вдоль какой-либо линии, принадлежащей поверхности зацепления, выполняется условие $V_{\Sigma} = V_{\Sigma \max}$.

В качестве такой линии использована кривая, проекция которой на плоскость, перпендикулярную оси производящего колеса, является дугой окружности (рис. 3.4).

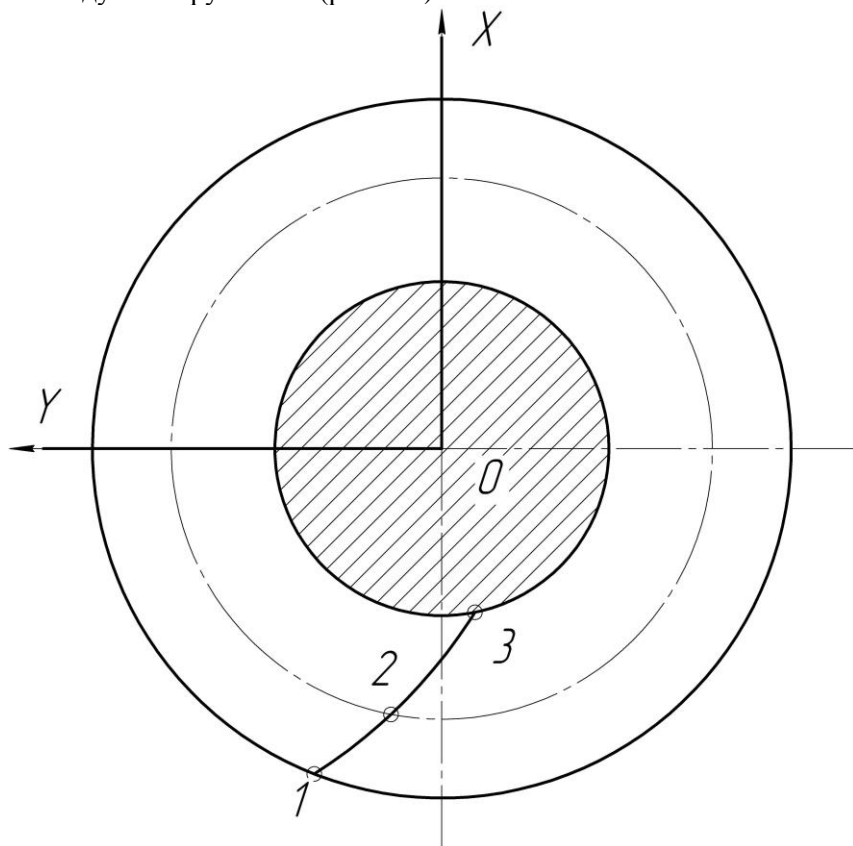


Рис. 3.4. Расположение окружности в торцевой плоскости производящего колеса (1,2,3 точки окружности)

Запишем уравнение окружности, проходящей через три точки с координатами X_1Y_1, X_2Y_2, X_3Y_3

$$\begin{vmatrix} X^2 + Y^2 & X & Y & 1 \\ X_1^2 + Y_1^2 & X_1 & Y_1 & 1 \\ X_2^2 + Y_2^2 & X_2 & Y_2 & 1 \\ X_3^2 + Y_3^2 & X_3 & Y_3 & 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.70)$$

При этом X, Y - абсцисса и ордината точки поверхности зацепления (3.37), которые определяются выражениями

$$\begin{aligned} x &= (f_1 - r_1)\cos(\mu + \varphi_1) - f_2 \sin(\mu + \varphi_1), \\ y &= (f_1 - r_1)\sin(\mu + \varphi_1) - f_2 \cos(\mu + \varphi_1). \end{aligned} \quad (3.71)$$

Раскрывая определить (3.70) и решая полученное с учетом выражений (3.71) уравнение относительно $\mu + \varphi_1$, после преобразований получаем

$$\begin{aligned} \mu + \varphi_1 &= \arcsin \left\{ - \frac{y_2(x_1 - x_3)[(f_1 - r_1)^2 + f_2^2] - x_2[y_1(x_3^2 + y_3^2) - y_3(x_1^2 + y_1^2)]}{(f_1 - r_1)[y_1(x_3^2 + y_3^2) - y_3(x_1^2 + y_1^2)] + \right. \\ &\quad \left. \dots \frac{y_3(x_1^2 + y_1^2)}{+ f_2(x_2^2 + y_2^2)(x_3 - x_1)} \sin \xi \right\} - \xi, \end{aligned} \quad (3.72)$$

где

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{(f_1 - r_1)[y_1(x_3^2 + y_3^2) - y_3(x_1^2 + y_1^2)] + f_2(x_2^2 + y_2^2)(x_3 - x_1)}{(f_1 - r_1)(x_2^2 + y_2^2)(x_3 - x_1) - f_2[y_1(x_3^2 + y_3^2) - y_3(x_1^2 + y_1^2)]} \quad (3.73)$$

Совместное рассмотрение зависимостей (3.72), (3.27), (3.23) дает принадлежащую поверхности зацепления линию, вдоль которой при полученном решении уравнению (3.69) профиле

выполняется условие $V_{\Sigma} = V_{\Sigma \max}$. Если при таком задании уравнения линии не находится действительных решений уравнения (2.69) по всей высоте зуба, необходимо изменить значения координат точек 1, 2, 3.

При синтезе передачи на базе прямозубого производящего колеса по условию $V_{\Sigma} = V_{\Sigma \max}$ получены следующие значения коэффициентов A, B, C

$$\begin{aligned} A &= V_{\Sigma}^2 |\vec{n}_1|^2 - (\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^2)^2, \\ B &= 2\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\lambda} (2F^{\varphi} |\vec{n}_1| - F^{\mu} E, \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu}), \\ C &= V_{\Sigma}^2 |\vec{n}_1|^2 E_1 (F^{\mu})^2 - (2F^{\varphi} |\vec{n}_1|^2 - F^{\mu} E, \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu})^2. \end{aligned} \quad (3.74)$$

Дифференциальным уравнением для синтеза передачи и в этом случае является уравнение (2.69). Значение максимальной суммарной скорости $V_{\Sigma \max}$ определяется соотношением

$$V_{\Sigma \max} = \pm \sqrt{\frac{E_1 (F^{\mu})^2 (\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\lambda})^2 + [2F^{\varphi} |\vec{n}_1|^2 - F^{\mu} (\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu})]^2}{|\vec{n}_1|^2 E_1 (F^{\mu})^2}} \quad (3.75)$$

Запишем дополнительное условие для синтеза передач с прямозубым колесом по $V_{\Sigma \max}$ при ξ , определяемом формулой (3.73)

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \arcsin \left\{ - \frac{y_2 (x_1 - x_3) [(f_1 - r_1)^2 + f_2^2] - x_2 [y_1 (x_3^3 + y_1^3) + \dots \right. \\ \left. \dots \frac{- y_3 (x_1^2 + y_1^2)}{+ f_2 (x_2^2 + y_2^2) (x_3 - x_1)} \right] \sin \xi \left. \right\} - \xi. \end{aligned} \quad (3.76)$$

Форма линии, вдоль которой необходимо выполнения условия $V_{\Sigma} = V_{\Sigma_{\max}}$, в некоторой степени влияет на параметры синтезируемого профиля и качественные показатели зацепления. Выявление оптимальной формы указанной линии является задачей динамического программирования и представляется объектом отдельного исследования. Для простоты расчетов принято $y_1 = y_2 = y_3 = 0$. При таком задании проекции линии после преобразований формулы (3.76) получим

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \left(- \frac{f_2}{f_1 - r_1} \right). \quad (3.77)$$

3.4.2. Дифференциальное уравнение для синтеза передач по заданной величине угла между вектором скорости скольжения и направлением касательной к контактной линии

Оптимальным значением этого угла является значение, равное $0,5\pi$. Такой случай имеет место при равенстве нулю числителя выражения (3.59), т.е.

$$F^{\lambda} \cdot \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu} - \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\lambda} \cdot F^{\mu} = 0. \quad (3.78)$$

Используя соотношения (3.78), (3.55), запишем дифференциальное уравнение для синтеза передач по заданной величине угла между скоростью скольжения и касательной к контактной линии

$$f_2'' = \frac{\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\lambda} F^{\mu} - A_F \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu}}{K_F \vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^{\mu}}. \quad (3.79)$$

При синтезе передач по условию (3.79) такие могут быть использованы зависимости (3.72), (3.76), (3.77). Замечания, высказанные относительно формы линии, вдоль которой выполняется условие $V_{\Sigma} = V_{\Sigma_{\max}}$, остаются справедливыми и при синтезе передач по условию $\nu = 0,5\pi (\nu = \nu_{\max})$.

Выводы

1. Получены уравнения производящих поверхностей в форме винтового и прямозубого колес. Для каждой производящей поверхности определены вектор нормали, вектор касательной, коэффициенты первой квадратичной формы.

2. С использованием кинематического метода исследования пространственных передач получены уравнения зацеплений и уравнения поверхностей зацеплений ортогональных червячных и винтовых передач, образуемых с помощью цилиндрического производящего колеса.

3. Приведены зависимости общего вида для определения следующих геометро-кинематических показателей несущей способности указанных передач: суммарной скорости движения точек контакта в нормальном к характеристике направлении; приведенной кривизны поверхностей зубьев в этом направлении; коэффициентов удельного скольжения; угла между вектором скорости относительного движения звеньев и касательной к линии контакта.

4. Получены дифференциальные уравнения для синтеза передач по заданным величинам суммарной скорости и угла между вектором скорости скольжения и характеристикой. Указан важный вариант синтеза передач по максимальной величине суммарной скорости, предложена форма дополнительного условия связи между параметрами производящей поверхности и параметрами движения, используемого при решении задачи синтеза.

ГЛАВА 4. СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНЫХ И ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ ПО МАКСИМАЛЬНОЙ ВЕЛИЧИНЕ СУММАРНОЙ СКОРОСТИ КАЧЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

С целью отыскания координат точек торцового профиля зуба одного из звеньев передачи дифференциальные уравнения для синтеза передач решались численными методами.

4.1. Решение дифференциальных уравнений при синтезе передач

Соотношения для определения показателей работоспособности являются дифференциальными уравнениями второго порядка вида

$$f_2'' = f_2(f_1, f_2, f_2'). \quad (4.1)$$

Для решения уравнения (4.1) воспользуемся методом Рунге-Кутты [120]. При этом необходимо учитывать, что параметры λ , μ , Φ_1 , входящие в зависимость (4.1), связаны уравнением зацепления, допускающим бесчисленное множество их сочетаний. Для получения единственного решения необходимо ввести дополнительное условие, позволяющее совместно с уравнением зацепления получить при фиксированном значении λ фиксированные значения μ и Φ_1 .

Принимаем следующий алгоритм решения уравнения (3.69):

1. Задаем $f_{10}, f_{20} = f_2(f_{10}), f_2' = f_2'(f_{10})$.
2. Определяем значение параметра $\theta = \mu + \Phi_1$ с помощью дополнительного условия связи.
3. Находим значение параметра μ из уравнения зацепления; параметр Φ_1 определяется как разность параметров θ и μ .
4. Вычисляем значения величин, входящих в уравнение (3.69).
5. Определяем значение второй производной, используя зависимость (3.69).

6. Повторяем вычисления по пунктам 2, 3, 4, 5 для определения значений коэффициентов

$$\begin{aligned}
 K_1 &= f(f_1(k), f_2(k), f'_2(k)) \cdot \Delta f_1, \\
 K_2 &= f\left(f_1(k) + \frac{\Delta f_1}{2}, f_2(k) + f_2'(k) \frac{\Delta f_1}{2}, f_2'(k) + \frac{k_1}{2} \Delta f_1\right), \\
 K_3 &= f\left(f_1(k) + \frac{\Delta f_1}{2}, f_2(k) + f_2'(k) \frac{\Delta f_1}{2} + \frac{k_1}{4} \Delta f_1, f_2'(k) + \frac{k_2}{2} \Delta f_1\right), \\
 K_4 &= f\left(f_1(k) + \Delta f_1, f_2(k) + f_2'(k) \Delta f_1 + \frac{k_2}{2} \Delta f_1, f_2'(k) + K_3\right) \Delta f_1,
 \end{aligned}$$

где Δf_1 - шаг вычислений

$$\begin{aligned}
 f_1(k) &= f_{10} + k \Delta f_1, \\
 f_2(k) &= f_2(f_1(k)), \\
 f'_2(k) &= f'_2(f_1(k)), (k = 0, 1, 2, \dots)
 \end{aligned}$$

7. Находим решение уравнения (4.1)

$$\begin{aligned}
 f_{2(k+1)} &= f_{2(k)} + f'_{2(k)} + \frac{1}{6}(K_1 + K_2 + K_3) \Delta f_1, \\
 f'_{2(k+1)} &= f'_{2(k)} + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4).
 \end{aligned}$$

8. Для определения параметров торцового профиля колеса 1 в следующей точке проводим вычисления по пунктам 2, 3, 4, 5, 6, 7, используя значения $f_{1(k+1)} = f_{1(k)} + \Delta f_1, f_{2(k+1)}, f'_{2(k+1)}$.

4.2. Виды синтезируемых передач

С использованием разработанной методики синтезированы червячные и винтовые передачи, получаемые с помощью косозубого и прямозубого производящих колес. Параметры передач характеризуются данными табл. 4.1.

Заметим, что для передач с косозубым цилиндрическим производящим колесом точка касания начальных цилиндров

элементов пары является обыкновенной узловой точкой контакта поверхностей зубьев, в которой невозможно улучшить геометро-кинematicкие показатели несущей способности за счет изменения геометрии передачи (исключения составляют неортогональные и спироидные передачи). В этой точке, именуемой полюсом зацепления, уравнение (4.1) не имеет действительных решений. Для исключения полюса из зацепления необходимо вводить коррегирование. При этом возможны два варианта исключения указанной обыкновенной узловой точки контакта из зацепления:

- за счет изменения межосевого расстояния передачи при неизменном диаметре косоугого цилиндрического колеса;

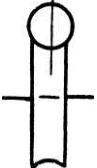
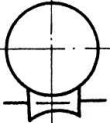
- за счет изменения диаметра косоугого цилиндрического колеса передачи при неизменном межосевом расстоянии (рис. 4.1). В данной работе принят второй вариант коррегирования.

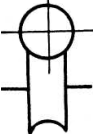
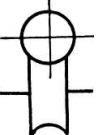
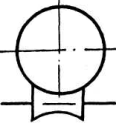
Таким образом, исключение полюса достигается смещением расчетной (начальной) точки в область положительных или отрицательных значений $x_p(f_1)$. В первом случае получаем доплюсный вариант передачи (рис. 4.1, б), во втором – запллюсный (рис. 4.1, в).

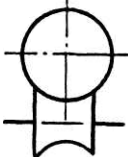
Для некоторых типов передач, представленных в табл. 4.1, в случае локализации контакта с использованием для этой цели неконгруэнтной жесткой производящей пары возможен вариант с двумя линиями зацепления, ни одна из которых не проходит через полюс. Передачи такого типа принято называть дозапллюсными (рис. 4.1, а).

Таблица 4.1

Параметры синтезируемых передач

№ п/п	Вид производящего колеса	Передаточное отношение	Условное изображение, название и обозначение передачи	Параметры передачи
1	Косозубое	$U_{21} \ll 1$	 <p style="text-align: center;">Червячная передача (ЧП)</p>	$z_1 = 3, z_2 = 31$ $\beta_1 = 77,90525^\circ$ $U_{21} = 3/31$
2	Косозубое	$U_{21} \gg 1$	 <p style="text-align: center;">Червячная глобоидная передача (ГП)</p>	$z_1 = 31, z_2 = 3,$ $\beta_1 = 12,0947^\circ$ $U_{21} = 31/3$

№ п/п	Вид производящего колеса	Передаточное отношение	Условное изображение, название и обозначение передачи	Параметры передачи
3	Косозубое	$U_{21} \leq 1$	 <p>Винтовая передача (типа червячной) (ВЧ)</p>	$z_1 = 7, z_2 = 25,$ $\beta_1 = 74,7972^0$ $U_{21} = 7 / 25$
4	Косозубое	$U_{21} \geq 1$	 <p>Винтовая передача (типа глобоидной) (ВГ)</p>	$z_1 = 25, z_2 = 7,$ $\beta_1 = 15,2028^0$ $U_{21} = 25 / 7$
5	Прямозубое	$U_{21} \gg 1$	 <p>Червячная глобоидная передача с прямозубым колесом (ЧГП)</p>	$z_1 = 31, z_2 = 3,$ $\beta_1 = 77,905225^0$ $U_{21} = 31 / 3$

№ п/п	Вид производящего колеса	Передаточное отношение	Условное изображение, название и обозначение передачи	Параметры передачи
6	Прямозубое	$U_{21} \geq 1$	 <p data-bbox="790 431 1141 520">Винтовая передача с прямозубым колесом (типа глобоидной) (ВГП)</p>	$z_1 = 25, z_2 = 7,$ $\beta_1 = 74,7972^\circ$ $U_{21} = 25 / 7$

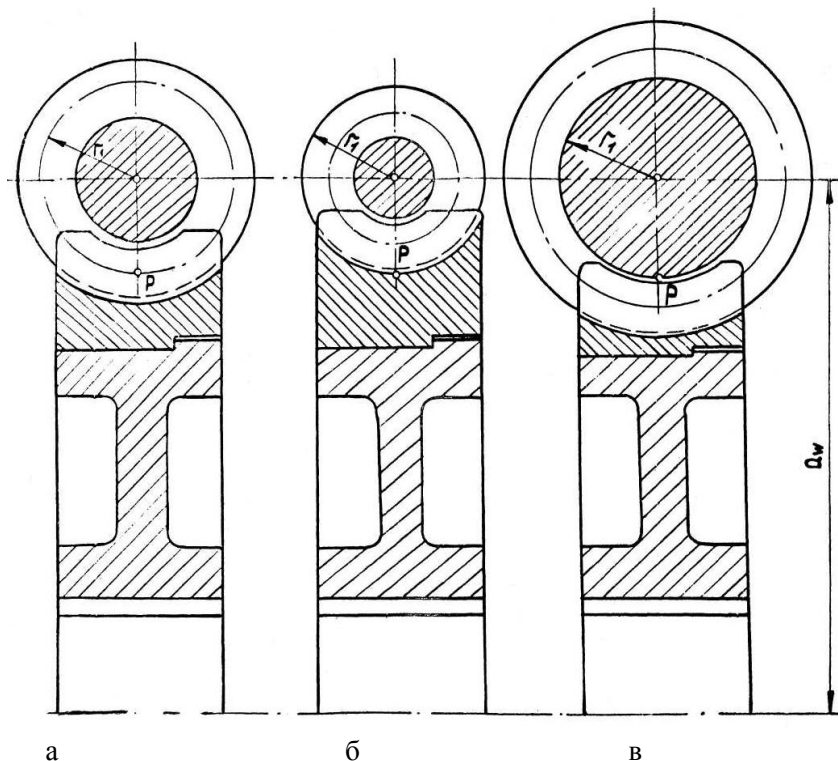


Рис. 4.1. Варианты синтезируемых передач

В соответствии с этим к условному обозначению передач в табл. 4.1 добавим индекс 1, 2, 12 соответственно для доплюсного, заплюсного и дозаплюсного варианта передачи. К примеру, ГП-1 – условное обозначение коррегированной глобоидной передачи с косозубым цилиндрическим колесом, диаметр цилиндра выступов которого меньше диаметра начального цилиндра.

4.3. Исходные данные для синтеза передач

Для синтеза передач по предложенному методу необходимы следующие параметры:

- число зубьев производящего колеса - z_1 ;

- передаточное отношение передачи - u_{21} ;
- угол наклона зуба производящего колеса на делительном цилиндре - β_1 (для передачи с прямозубым колесом - угол наклона зуба на делительном цилиндре колеса 2 - β_2);
- модуль зацепления - m_n ;
- начальные условия - f_{10}, f_{20}, f'_{20} ;
- дополнительное условие связи между параметрами λ, μ, φ_1 .

Нормальный модуль зацепления для удобства проведения сравнительной оценки передач различных типов принят равным 1 мм.

По поводу выбора начальных условий - координат расчетной (начальной) точки торцового профиля производящего колеса f_{10}, f_{20} , а также тангенса угла f'_{20} между касательной к торцовому профилю производящего колеса в расчетной точке и осью абсцисс системы координат $X_p Y_p$ заметим следующее.

Величина f_{10} определяет положение точки относительно полюса передачи. Принимая во внимание рекомендации по коррегированию червячных передач с вогнутым профилем червяка, положим $f_{10} = 1,25$ - для доплюсных и $f_{10} = -1,25$ - для заплуюсных передач на базе косозубого производящего колеса. Для передач с прямозубым колесом принято $f_{10} = 0$. Для всех типов передач, кроме дозаплюсной, $f_{20} = 0$. Исходный контур характеризуется углом профиля $\alpha = 20^\circ$, в связи с чем в машиностроении принят равным 20 градусам осевой угол профиля α_s для архимедовых червяков и нормальный угол α_n для зубьев винтовых и цилиндрических передач. По аналогии принимаем угол профиля червяка в осевом сечении на делительном цилиндре $\alpha_s = 20^\circ$, угол профиля цилиндрического косозубого колеса для винтовых и глобoidных передач в нормальном сечении на

делительном цилиндре $\alpha_n = 20^\circ$. В соответствии с указанным углом профиля торцового сечения определим по формулам:

- для витка червяка (червячная передача)

$$tg\alpha_t = tg\alpha_s \cdot tg\beta_1; \quad (4.2)$$

- для зуба колеса (винтовая, глобоидная передачи)

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta_1}. \quad (4.3)$$

Для глобоидной передачи дозаполюсного варианта в работе приняты

$$f_{10} = \pm 0,1; f_{20} = \pm 0,00833; f'_{20} = -0,083.$$

Выбор дополнительного условия связи между параметрами, как указывалось ранее, оказывает влияние на геометрию и показатели работоспособности передачи. Однако, поскольку в работе задача оптимизации формы дополнительного условия связи параметров (формы кривой, вдоль которой осуществляется синтез) не ставилась, в качестве рабочего варианта дополнительного условия принята окружность.

В соответствии с предложенным методом в работе синтезирован ряд червячных и винтовых передач различных типов. При численном решении дифференциального уравнения (3.69) для расчетов использованы параметры передач табл. 4.1 и приведенные выше начальные условия. Результатом расчетов явилось определение координат точек профиля торцового сечения зуба колеса 1. С использованием указанных координат на рис. 4.2 изображены торцовые профили зубьев цилиндрического элемента червячных и винтовых передач, синтезированных на базе косозубого производящего колеса. Торцовые профили зубьев колеса передач, полученных с помощью прямозубого цилиндрического колеса, представлены на рис. 4.3.

Отметим, что зубья цилиндрических винтовых колес дозаполюсных передач в торцовом сечении (витки червяков - в осевом сечении) имеют вогнутый профиль, зазаполюсных - выпуклый, дозаполюсных - выпукло-вогнутый.

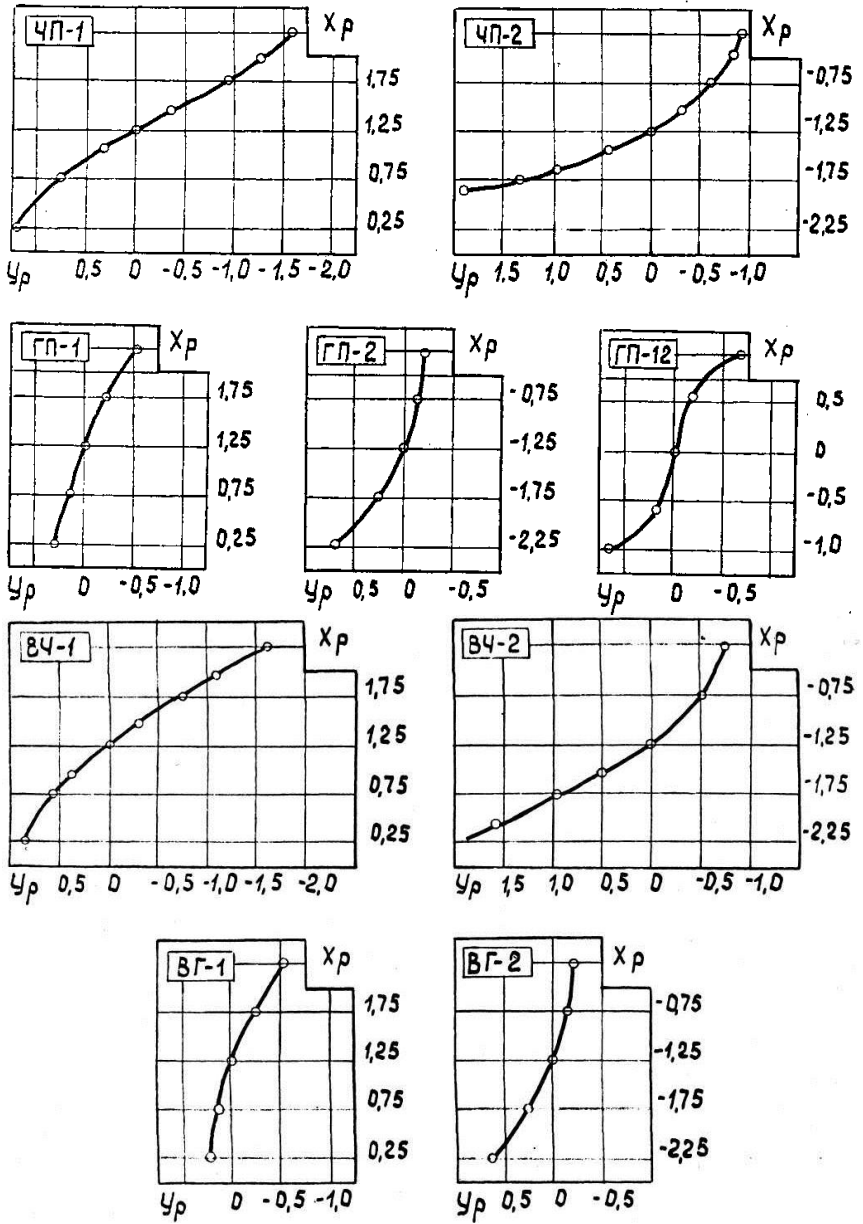


Рис. 4.2. Профили зубьев косозубого производящего колеса

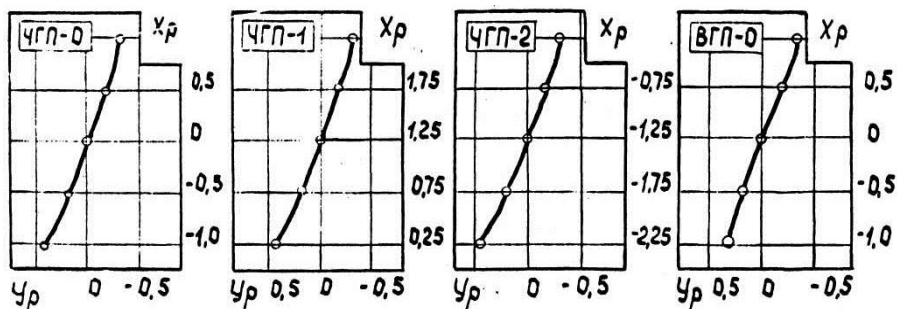


Рис. 4.3. Профили зубьев прямозубой производящей поверхности

Прямозубые колеса глобоидных передач, независимо от направления смещения расчетной точки, имеют выпуклые торцовые профили зубьев, прямозубое колесо нулевой винтовой передачи - выпукло-вогнутые.

4.4. Некоторые элементы производящих поверхностей и инструментальных реек для их изготовления

Для контроля зубьев производящего колеса на стадии проектирования и в процессе производства возникает необходимость в определении торцового или осевого профиля поверхности зуба колеса 1.

Координаты точек торцового профиля определены при решении дифференциального уравнения (4.1). Уравнение профиля осевого сечения зуба колеса 1 (витка червяка)

$$\begin{cases} x_{1s} = (f_1 - r_1) \cos \mu_s - f_2 \sin \mu_s, \\ z_{1s} = r_1 \mu_s \operatorname{ctg} \beta_1. \end{cases} \quad (4.4)$$

В приведенных соотношениях

$$\mu_s = \operatorname{arctg} \left(-\frac{f_2}{f_1 - r_1} \right). \quad (4.5)$$

В некоторых случаях для нарезания зубьев колеса 1 синтезированной передачи может применяться инструмент реечного типа. В таких случаях важно знать уравнение боковой поверхности зуба инструментальной рейки для того, чтобы определить координаты точек торцового или нормального сечений.

С целью определения уравнения боковой поверхности зуба рейки воспользуемся следующими системами координат: подвижными $X_1Y_1Z_1, X_PY_PZ_P$, связанными соответственно с колесом и с рейкой; неподвижной системой координат XYZ , связанной со стойкой (рис 4.4). При этом ось Z_1 системы координат $X_1Y_1Z_1$ направлена по оси колеса 1, ось Z_P ей параллельна, а ось Z совпадает с осью Z_1 . Введем, кроме того, еще одну подвижную систему координат $X_{Pn}Y_{Pn}Z_{Pn}$, связанную с рейкой и повернутую в плоскости $X_PY_PZ_P$ вокруг оси $X_P(X_{Pn})$ на угол β_1 против движения стрелки часов. Уравнение поверхности зуба рейки найдем, используя кинематический метод теории зацеплений. Вектор нормали к поверхности зуба колеса 1 определяется зависимостью (3.12). Вектор скорости скольжения в зацеплении колеса 1 и рейки равен

$$\bar{V}^{(1P)} = (f_1 - r_1)\bar{q}_1(\mu) - f_2\bar{e}_1(\mu) + r_1\bar{q}_1(-\varphi_1). \quad (4.6)$$

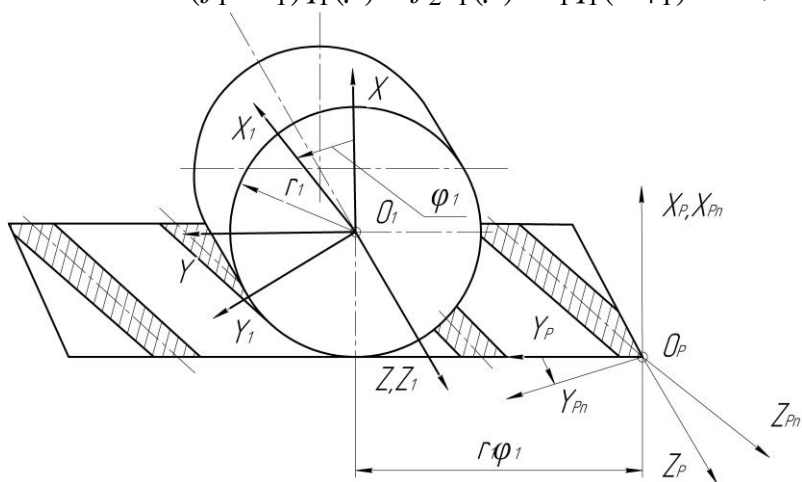


Рис. 4.4. Системы координат

Умножая полученный вектор скалярно на вектор нормали \bar{n}_1 (3.12) и приравнявая произведение нулю, получаем уравнение зацепления колеса 1 и рейки

$$r_1 \operatorname{ctg} \beta_1 \left[r_1 f_2' \sin(\mu + \varphi_1) - r_1 \cos(\mu + \varphi_1) - f_2 f_2' - f_1 + r_1 \right] = 0 \quad (4.7)$$

Выражение (4.7) можно преобразовать к виду

$$\theta = \arcsin \left(\frac{f_1 - r_1 + f_2 f_2' \cos \xi}{r_1 f_2'} \right) + \xi, \quad (4.8)$$

$$\theta = \mu + \varphi_1,$$

где $\xi = \operatorname{arctg} \frac{1}{f_2'}$.

Переходя от системы координат $X_1 Y_1 Z_1$ к системе координат $X_P Y_P Z_P$, получаем уравнение семейства поверхностей (4.10), зависящих от параметра φ_1 :

$$\bar{r}_P = (f_1 - r_1) \bar{e}_P(\theta) + f_2 \bar{q}_P(\theta) + r_1 (\bar{i}_P + \varphi_1 \bar{\gamma}_P) + r_1 \mu \operatorname{ctg} \beta_1 \bar{K}_P. \quad (4.9)$$

Запишем уравнение семейства (4.9) в координатной форме

$$\begin{cases} X_P = (f_1 - r_1) \cos \theta - f_2 \sin \theta + r_1, \\ Y_P = (f_1 - r_1) \sin \theta + f_2 \cos \theta + r \varphi_1, \\ Z_P = r_1 \mu \operatorname{ctg} \beta_1. \end{cases} \quad (4.10)$$

Поверхность зуба рейки есть огибающая семейства поверхностей (4.9), (4.10). Уравнение огибающей получим, подставляя в (4.9), (4.10) значение параметра θ , определяемое выражением (4.8).

Профиль торцового сечения зуба рейки может быть найден из уравнения (4.10) при $Z_P = 0 (\mu = 0)$

$$\begin{cases} X_{Pt} = (f_1 - r_1) \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1 + r_1, \\ Y_{Pt} = (f_1 - r_1) \sin \varphi_1 + f_2 \cos \varphi_1 + r_1 \varphi_1. \end{cases} \quad (4.11)$$

В полученных зависимостях параметр φ_1 определен из уравнения зацепления (4.8).

Запишем уравнение семейства (4.10) в системе координат $X_{Pn} Y_{Pn} Z_{Pn}$

$$\begin{cases} X_{Pn} = (f_1 - r_1)\cos\theta - f_2 \sin\theta + r_1, \\ Y_{Pn} = [(f_1 - r_1)\sin\theta + f_2 \cos\theta + r_2\varphi_1]\cos\beta_1 + r_1\operatorname{ctg}\beta_1\mu\sin\beta_1, \\ Z_{Pn} = [(f_1 - r_1)\sin\theta + f_2 \cos\theta + r_2\varphi_1]\sin\beta_1 + r_1\mu\operatorname{ctg}\beta_1\cos\beta_1. \end{cases} \quad (4.12)$$

Приравняем последнее соотношение (4.12) к нулю. Получаем

$$\mu = \frac{(f_1 - r_1)\sin\theta + f_2 \cos\theta + r_1\varphi_1}{r_1\operatorname{ctg}^2\beta_1}. \quad (4.13)$$

Первые два уравнения (4.12) совместно с выражениями (4.8) и (4.13) определяют координаты точек профиля нормального сечения зуба рейки. Порядок вычисления координат можно представить так:

- а) задаем значения f_1 , $f_2 = f_2(f_1)$, $f_2' = f_2'(f_1)$;
- б) находим параметр θ по формуле (3.8);
- в) по соотношению (4.13) определим параметр μ ;
- г) полученные значения $f_1, f_2, \theta, \mu, \varphi_1 = \theta - \mu$ подставляем в первые два уравнения (4.12).

Решим аналогичную задачу определения координат точек торцового профиля применительно к реечной инструментальной поверхности для нарезания прямозубого колеса. В рассматриваемом случае уравнение станочного зацепления колеса 1 и рейки получаем из выражения (4.8) при $\mu = 0$

$$\varphi_1 = \arcsin\left(\frac{f_1 - r_1 + f_2 f_2'}{r_1 f_2'} \cos\xi\right) + \xi. \quad (4.14)$$

Уравнение поверхности зуба рейки

$$\begin{cases} X_P = (f_1 - r_1)\cos\varphi_1 - f_2 \sin\varphi_1 + r_1, \\ Y_P = (f_1 - r_1)\sin\varphi_1 + f_2 \cos\varphi_1 + r_1\varphi_1, \\ Z_{Pn} = \mu_0. \end{cases} \quad (4.15)$$

Первые два уравнения (4.15) определяют координаты точек профиля торцового (нормального) сечения зуба рейки.

В качестве примера использования приведенных выше зависимостей с помощью соотношений (4.4), (4.5) определены координаты точек осевого профиля витков червяка передач ЧП – 1

и ЧП – 2 (рис. 4.5). Профиль осевого сечения витка червяка доплюсной передачи получается вогнутым, заплюсной – выпуклым.

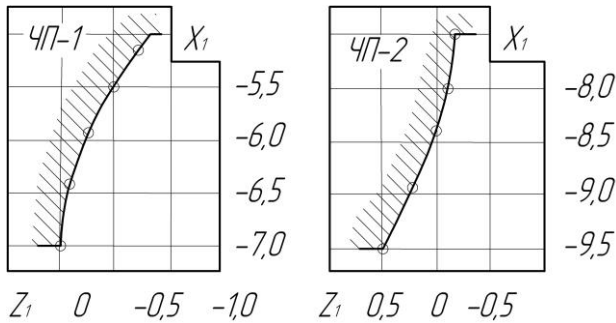


Рис. 4.5. Профили осевого сечения витков червяков

Выводы

1. Разработан алгоритм численного решения дифференциального уравнения для синтеза передач по максимальной суммарной скорости движения точек контакта методом Рунге – Кутты. Обоснован выбор исходных данных для расчета, приведены типы и параметры синтезируемых передач. В результате проведения расчетов получены координаты точек торцового профиля зуба колеса синтезированных по предложенному методу передач.

2. Установлено, что при синтезе червячных и винтовых передач с винтовым производящим колесом для доплюсного варианта передачи торцовый (осевой) профиль зуба вогнутый, для заплюсного – выпукло-вогнутый; при синтезе червячных глобоидных передач с прямозубым колесом профиль зуба колеса в торцовом сечении выпуклый, для некорригированной винтовой передачи – выпукло-вогнутый.

3. Получены зависимости для определения координат точек различных сечений производящих поверхностей и инструментальных реек для их изготовления.

ГЛАВА 5. ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИНТЕЗИРОВАННЫХ ПЕРЕДАЧ

Теоретическое исследование синтезированных передач имеет целью оценить нагрузочную способность их по объективным показателям качества, характеризующим условия образования масляного клина в зацеплении.

Каждый из показателей в той или иной степени влияет на условия заклинивания смазки, толщину масляного слоя, являясь фактором, ускоряющим или замедляющим момент наступления явления заедания и интенсивного изнашивания — основного вида разрушения боковых поверхностей зубьев исследуемых передач. Однако было бы неправильным оценивать несущую способность передачи по одному, отдельно взятому геометрико-кинематическому показателю. Весьма затруднителен и малообъективен был бы в таком плане сравнительный анализ передач различных типов. Указанных неточностей и затруднений можно избежать, применяя в качестве обобщенного показателя нагрузочной способности передачи по заеданию критерия, полученного на основе контактно-гидродинамической теории смазки и экспериментальных данных в широком диапазоне контактных параметров. Одним из этих критериев противозадирной стойкости зубчатой передачи является нагрузка заедания - предельная нагрузка, превышение которой приводит к схватыванию поверхностей зацепляющихся колес, появлению задиров и интенсивному изнашиванию. В работе [73] приведена полученная в результате обработки экспериментальных данных следующая расчетная зависимость для определения нагрузки заедания (кг/см)

$$P_3 = 425v^{0,21}V_{\Sigma}^{0,74} / K_{np}V^{(12)0,94},$$

где v - кинематическая вязкость смазки; V_{Σ} - суммарная скорость; K_{np} - приведенная кривизна; $V^{(12)}$ - скорость скольжения.

Формула для расчета нагрузки заедания, как указано в работе [73], получена в результате аппроксимаций в следующем диапазоне

параметров: $v = 20...157 \text{ cCm}$, $V_{\Sigma} = 500...10000 \text{ cm/c}$,
 $K_{np} = 0,182...0,562 \text{ 1/cm}$, $V^{(12)} = 10...4000 \text{ cm/c}$ и

может быть использована только для ориентировочной оценки (по нижнему пределу).

Анализируя синтезированные передачи, будем сопоставлять показатели нагрузочной способности одностипных синтезированных передач между собой, а также сравнивать их с аналогичными показателями известной (существующей) передачи. В качестве таковой принята передача, образованная, как и синтезированные, по второму способу Оливье. При этом одним из элементов пары служит геликоид с эвольвентным торцовым профилем. Выбор этого типа передачи для сравнительного анализа произведен по следующим соображениям. Наиболее часто применяемыми червячными передачами являются передачи с цилиндрическим архимедовым, конволютным или эвольвентным червяком, причем по нагрузочной способности они примерно одинаковы. Поэтому любой из перечисленных типов червячных передач может быть принят в качестве базового.

Уравнение эвольвенты в системе координат $x_{\vartheta}y_{\vartheta}$ (рис. 5.1)

$$\vec{r} = -r_{01} \left[\vec{e}_{\vartheta}(-\lambda) + \lambda \vec{g}_{\vartheta}(\lambda) \right], \quad (5.1)$$

где r_{01} - радиус основного цилиндра, определяемый зависимостью; $r_{01} = (r_1 - f_{10}) \cos \alpha_{0t}$. Здесь

$\alpha_{0t} = \alpha_0 - \varphi_0$; λ - угол развернутости эвольвенты; φ_0 - полярный угол, соответствующий точке пересечения торцового профиля с делительной окружностью.

Переходя к системе координат $x_p y_p$, запишем уравнение торцового профиля эвольвентного геликоида в координатной форме

$$\begin{cases} x_p = -r_{01} [\cos(\lambda - \varphi_0) + \lambda \sin(\lambda - \varphi_0)] + r_1, \\ y_p = r_{01} [\sin(\lambda - \varphi_0) - \lambda \cos(\lambda - \varphi_0)] \end{cases} \quad (5.2)$$

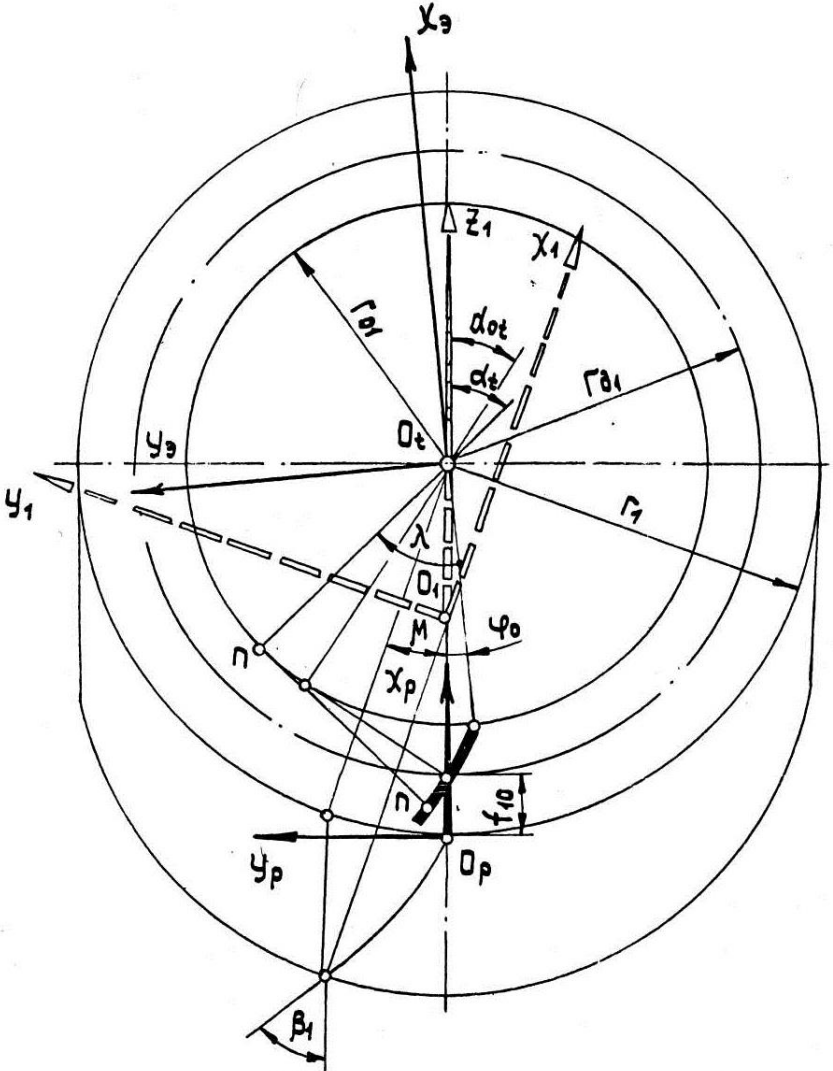


Рис. 5.1. К выводу уравнения эвольвентной производящей поверхности

Найдем первые и вторые производные функций по параметру λ :

$$\frac{\partial x_p}{\partial \lambda} = -r_{01} \lambda \cos(\lambda - \varphi_0);$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial \lambda} = r_{01} \lambda \sin(\lambda - \varphi_0);$$

$$\frac{\partial^2 x_p}{\partial \lambda^2} = -r_{01} [\cos(\lambda - \varphi_0) - \lambda \sin(\lambda - \varphi_0)], \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial^2 y_p}{\partial \lambda^2} = r_{01} [\sin(\lambda - \varphi_0) + \lambda \cos(\lambda - \varphi_0)].$$

Геометро-кинематические показатели полуэвольвентной передачи определяются общими зависимостями (см. гл. 3). Для их использования найдем производные $f_2' \left(\frac{dy_p}{dx_p} \right)$ и $f_2'' \left(\frac{d^2 y_p}{dx_p^2} \right)$.

С учетом формул $\frac{dy_p}{dx_p} = \frac{\frac{\partial y_p}{\partial \lambda}}{\frac{\partial x_p}{\partial \lambda}};$

$$\frac{d^2 y_p}{dx_p^2} = \frac{\frac{\partial x_p}{\partial \lambda} \cdot \frac{d^2 y_p}{d\lambda^2} - \frac{\partial y_p}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial^2 x_p}{\partial \lambda^2}}{\left(\frac{\partial x_p}{\partial \lambda} \right)^3} \quad \text{и соотношений (5.3) после}$$

подстановки и преобразований получим

$$f_2' = -tg(\lambda - \varphi_0); \quad f_2'' = \frac{1}{r_{01} \lambda \cos(\lambda - \varphi_0)}. \quad (5.4)$$

Параметры базовой передачи приняты в соответствии с данными табл. 4.1.

Считаем, что для смазки синтезированной и известной передач применяется один и тот же сорт масла. Исходя из этого, введем

условный критерий противозадирной стойкости - относительную нагрузку заедания

$$P_{30} = V_{\Sigma}^{0,74} / K_{np}^{0,61} V^{(0,12)0,94}, \quad (5.5)$$

которую будем использовать при сравнительной оценке нагрузочной способности указанных передач. Для определения действительного значения нагрузки заедания в $кг/см$ необходимо умножить полученный с помощью формулы (5.5) результат на величину $425v^{0,21} (сСм)$.

5.1. Червячная передача ЧП-1

Для анализа синтезированной передачи построены проекции поверхности зацепления (совокупности мгновенных линий контакта в неподвижной системе координат) на плоскости xOy и yOz (рис. 5.2). Там же представлены проекции поля зацепления - части поверхности зацепления передачи, соответствующей активной поверхности зуба (заштрихованные области на поверхности зуба).

Поле зацепления ограничивается линиями пересечения поверхности зацепления с наружным цилиндром червяка и с поверхностью вершин зубьев колеса. Положение контактных линий определялось при $\varphi_1 = const$. Кроме того, для количественной и качественной оценки исследуемой передачи использованы зависимости таких геометро-кинематических показателей передачи, как суммарная скорость V_{Σ} движения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии контакта, угол V^0 между вектором относительной скорости и контактной линией, приведенная кривизна K_{np} , величина нагрузки заедания P_{30} от угла поворота колеса 1 (червяка) φ_1 . Графики этих зависимостей вдоль координатных линий $f_1 = const$, соответствующих головке (вершине), середине и ножке (основанию) витка червяка, представлены на рис. 5.3 с обозначениями r_{a1} , r_{d1} , r_{f1} .

Поле зацепления (рис. 5.2) смещено от межосевого перпендикуляра в положительном направлении оси Oz . При этом вход зубьев в зацепление осуществляется на периферии боковой поверхности зуба червяка, выход из зацепления – в средней части, вблизи кратчайшего расстояния между осями колес.

С помощью построений рис. 5.2 может быть определен коэффициент перекрытия передачи, характеризующий плавность и непрерывность зацепления. Для этого необходимо воспользоваться зависимостью

$$\varepsilon = \frac{|\varphi_{1\text{вых.}} - \varphi_{1\text{вх.}}|}{\tau}, \quad (5.6)$$

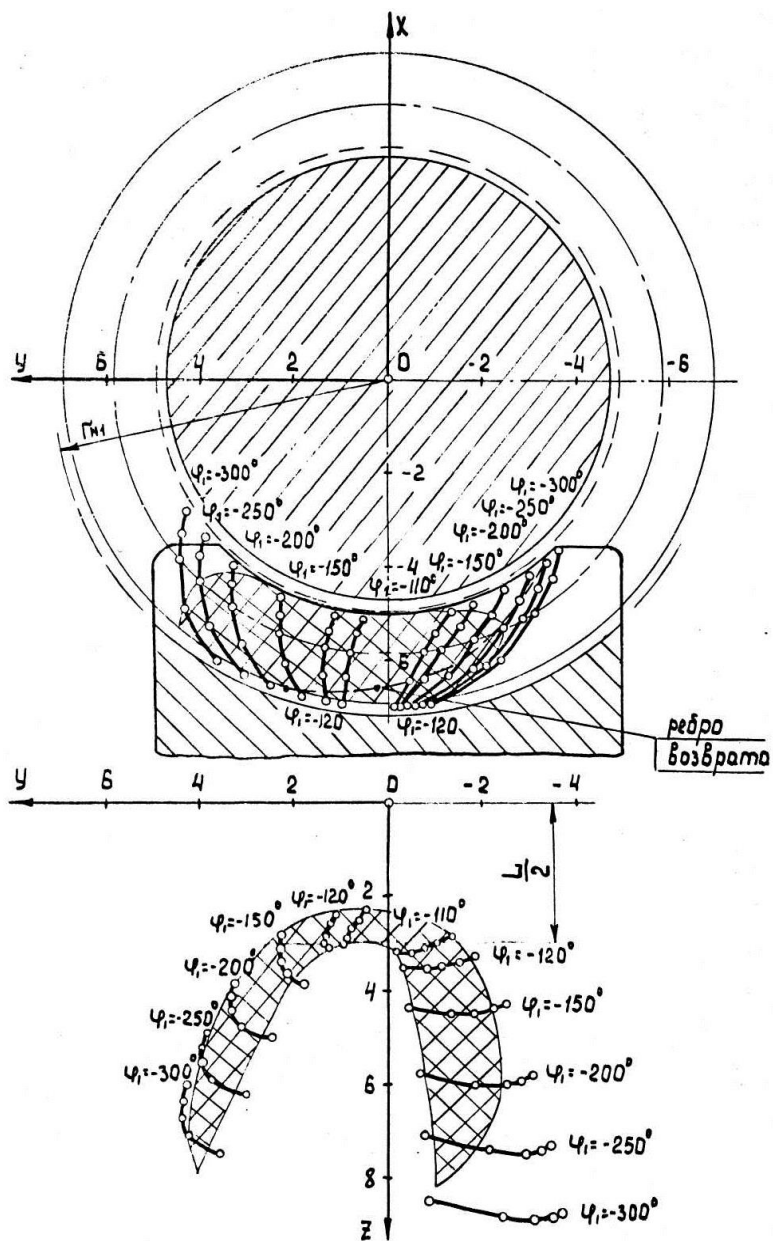


Рис. 5.2. Проекции мгновенных линий контакта

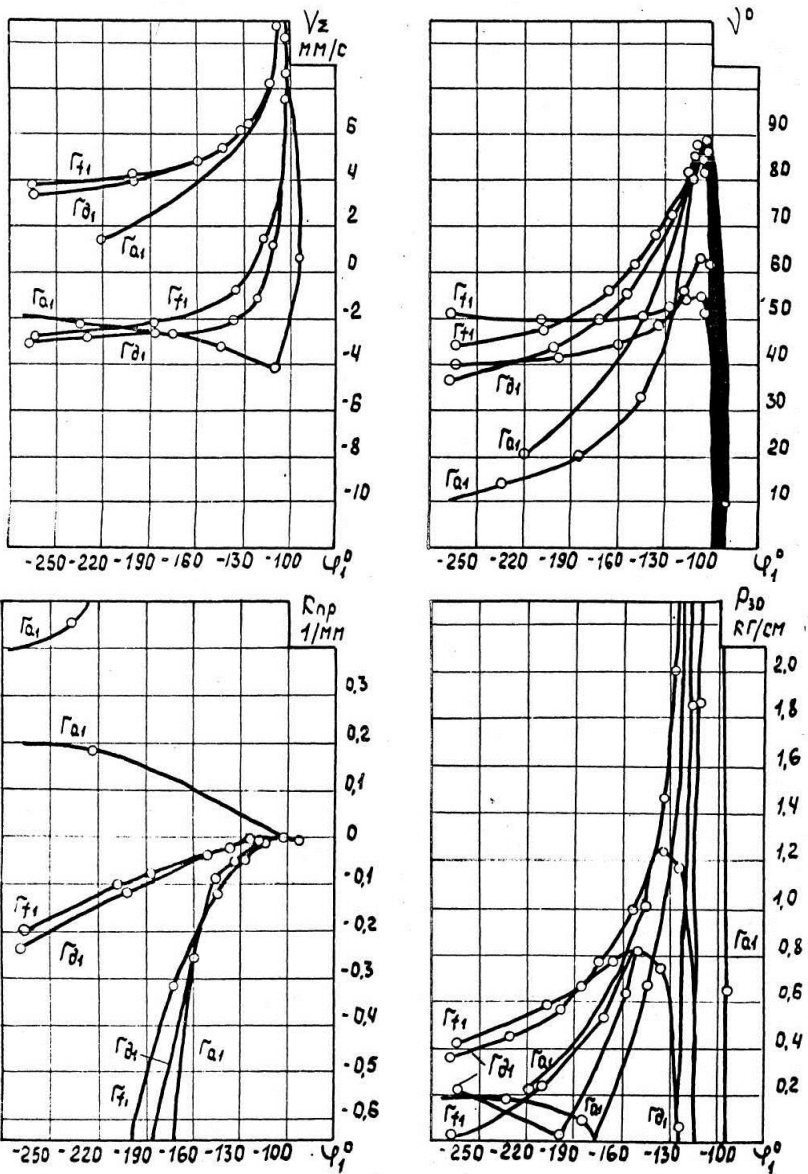


Рис. 5.3. Значения показателей нагрузочной способности передачи ЧП-

где $\Phi_{1\text{вых}}$ - угол поворота червяка, характеризующий положение контактной линии, расположенной на выходе зубьев из зацепления; $\Phi_{1\text{вх}}$ - угол поворота червяка, определяющий положение линии контакта, ближайшей к входной границе поля зацепления; τ - угловой шаг червяка (колеса 1).

Контактные линии передачи состоят из двух ветвей, расположенных по обе стороны от оси Ox . Следует отметить, что в области положительных значений y в проекции на торцовое сечение червяка контактные линии расположены более равномерно, нежели в области отрицательных значений y . Неравномерное расположение контактных линий, их стремление к слиянию друг с другом свидетельствует о наличии явления подрезания зубьев колеса 2, выражающегося в том, что переходная поверхность, образуемая режущими кромками вершин зубьев инструмента (в рассматриваемом случае режущими кромками вершин зубьев фрезы), захватывает часть главной (рабочей) поверхности зуба колеса 2. Подрезание зубьев - явление нежелательное, поскольку ведет к снижению изгибной прочности зубьев, одновременно уменьшая размеры поля зацепления и, следовательно, коэффициент перекрытия. Решение задачи подрезания сводится к отысканию ребра возврата огибаемой поверхности. Уравнение ребра возврата, записанное в системе координат, связанной с огибаемой поверхностью, представляет граничную линию на огибаемой (производящей) поверхности. Уравнение граничной линии можно записать в виде

$$\begin{vmatrix} F^\lambda & F^\mu & F^\varphi \\ \bar{r}_{1x1}^\lambda & \bar{r}_{1x1}^\mu & \bar{r}_{1x1}^\mu \\ \bar{r}_{1x1}^\mu & \bar{r}_{1y1}^\mu & \bar{r}_{1y1}^\mu \end{vmatrix} = 0. \quad (5.7)$$

Учитывая, что вблизи ребра возврата кривизна поверхности принимает неблагоприятные для контактной прочности значения, о наличии или отсутствии подрезания можно судить по величине и знаку приведенной кривизны поверхностей в направлении, перпендикулярном линии контакта. Если приведенная кривизна

меняет знак, приобретая значение $K_{np} = \pm\infty$, значит, на огибающей поверхности имеются точки, в которых радиус кривизны нормального сечения равен нулю, т.е. имеет место явление подрезания.

Анализ значений приведенной кривизны поверхностей зубьев исследуемой передачи (рис. 5.3) свидетельствует о наличии подрезания зубьев колеса. При этом ребро возврата проходит через головку, середину и ножку зуба колеса, диагонально пересекая его поверхность (рис. 5.2). Вблизи ребра возврата нагрузочная способность передачи незначительна (нагрузка заедания (см. график) стремится к нулю). Учитывая хорошую прирабатываемость червячных передач, можно предположить, что по мере износа зуба колеса кромочный контакт в зацеплении исчезнет. В пользу такого предположения говорит и то, что подрезанный участок зуба в большой степени расположен за пределами поля зацепления.

С точки зрения заедания большую опасность представляет контакт в средней части зуба колеса, соответствующий выходу зубьев колес передачи из зацепления. Близость к нулю нагрузки заедания в этом участке поля зацепления обусловлена наличием здесь точек контакта с нулевой суммарной скоростью движения в направлении, перпендикулярном характеристике. На этом же участке происходит резкое падение до нуля величины угла между вектором относительной скорости и касательной к линии контакта. Следовательно, смещение расчетной точки в доплюсную зону не позволяет исключить из зацепления обыкновенные узловые точки контакта и в случае использования предложенной методики синтеза передач. В связи с этим предложена конструкция червячной передачи, у которой червяк выполнен без винтовой нарезки в средней его части. Длина цилиндрической проточки для реверсивной передачи (рис. 5.4) определяется зависимостью

$$L = 2r_1 \mu \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (5.8)$$

Параметр μ в приведенном соотношении находим из уравнения зацепления при значениях f_1, f_2, f_2' , соответствующих головке витка червяка. Угол поворота φ_1 , входящий в уравнение, может быть определен графиком (рис. 5.3). Величина его должна

соответствовать исключению из зацепления точек контакта с нулевой суммарной скоростью, принадлежащих поверхности витка червяка вблизи его вершины.

Такая конструкция для червячных передач с вогнутым профилем червяка позволяет в оставшейся части поля зацепления получить значительное увеличение нагрузки заедания по сравнению с известной (базовой) передачей (рис. 5.5), если при этом не учитывать точки контакта, расположенные вблизи зоны подреза. Однако в случае применения такой конструкции существенно уменьшаются поле зацепления и коэффициент перекрытия, что приводит к снижению несущей способности передачи, как и наличие на зубьях колеса участков с подрезом, отличающихся повышенной склонностью к заеданию (рис. 5.5).

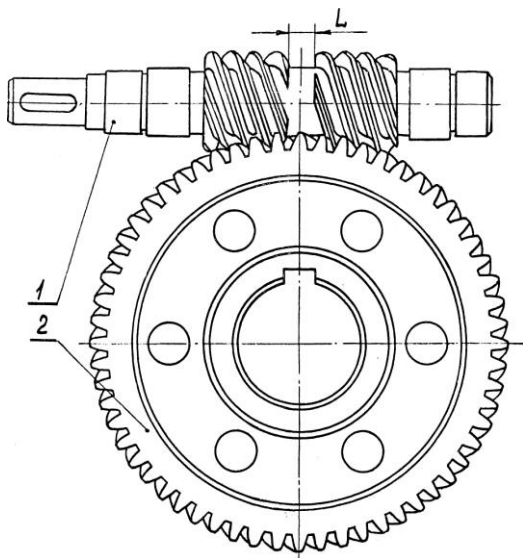


Рис. 5.4. Схема передачи с исключением обыкновенных узловых точек

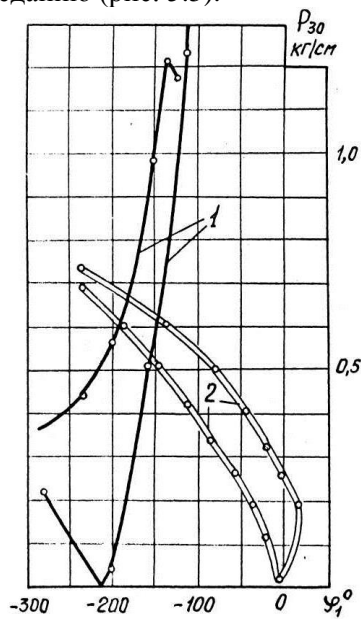


Рис. 5.5. Значения нагрузки заедания (1 - предлагаемая передача, 2 - базовая передача)

Несмотря на указанные недостатки, передачи с вогнутым осевым профилем червяка, по данным наших и зарубежных

исследований, превосходят по ряду показателей аналогичные передачи с эвольвентным червяком.

5.2. Червячная передача ЧП-2

Данная передача образована с помощью косозубого цилиндрического производящего колеса при смещении расчетной точки в заплоскую зону. Число зубьев производящего колеса (червяка передачи) значительно меньше числа зубьев червячного колеса. Профиль червяка в осевом сечении выпуклый.

Поле зацепления передачи расположено примерно симметрично относительно межосевого перпендикуляра. Для случая, изображенного на рис. 5.6, когда червяк вращается против направления движения стрелки часов, вход зубьев передачи в зацепление осуществляется в области положительных значений z , выход - в области отрицательных.

Другими словами, зуб колеса начинает контактировать с витками червяка участками боковой поверхности, расположенными у его торцов. Мгновенное пятно контакта перемещается от торцов диагонально к середине колеса, где происходит выход зуба колеса из зацепления. Поле зацепления передачи ЧП-2 имеет значительно большие размеры, чем поле зацепления передачи ЧП-1. Указанная разница в размерах полей возрастает при увеличении диаметра цилиндрической части выступов червячного колеса.

В отличие от рассмотренной выше передачи ЧП-1 зубья колеса передачи ЧП-2 не имеют участков с подрезом. Это заключение можно сделать, анализируя значения приведенной кривизны (рис. 5.7).

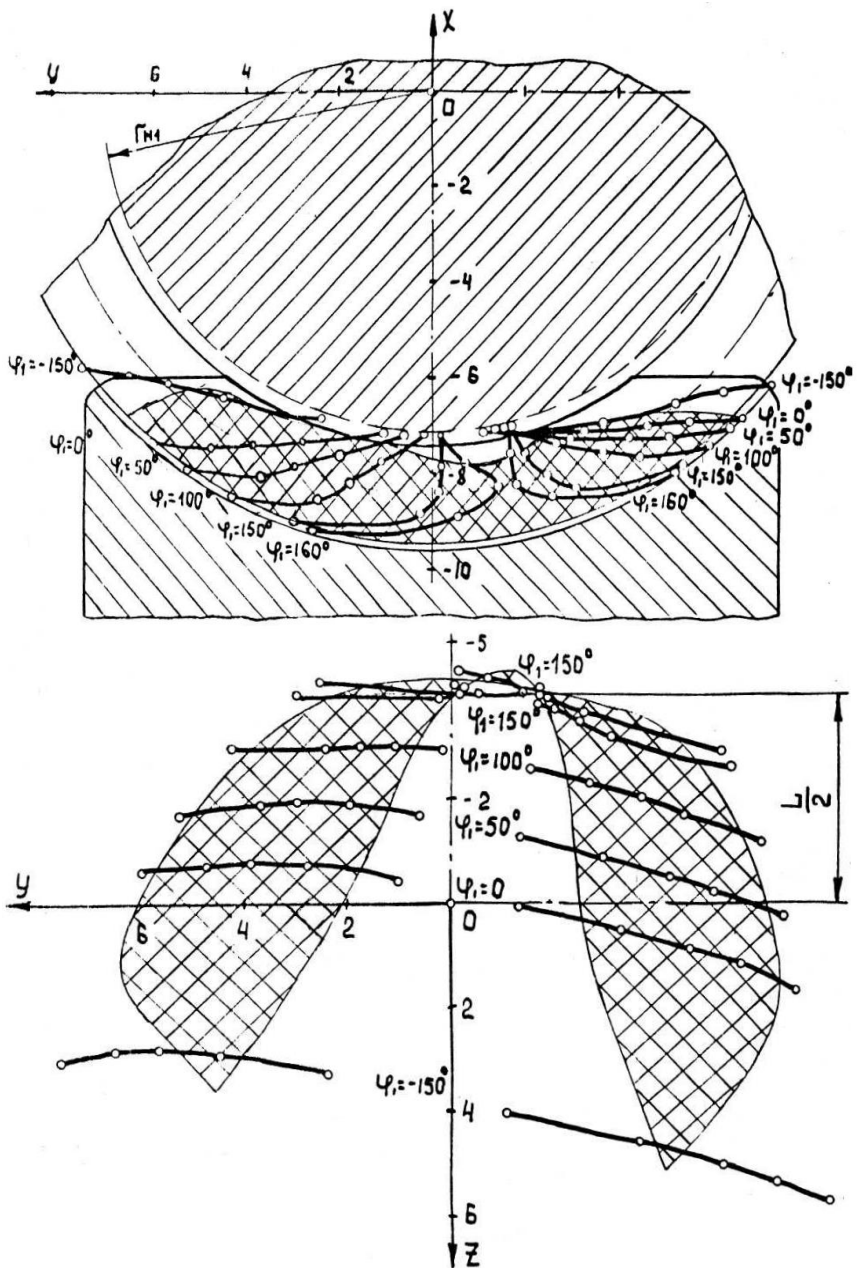


Рис. 5.6. Проекция мгновенных линий контакта

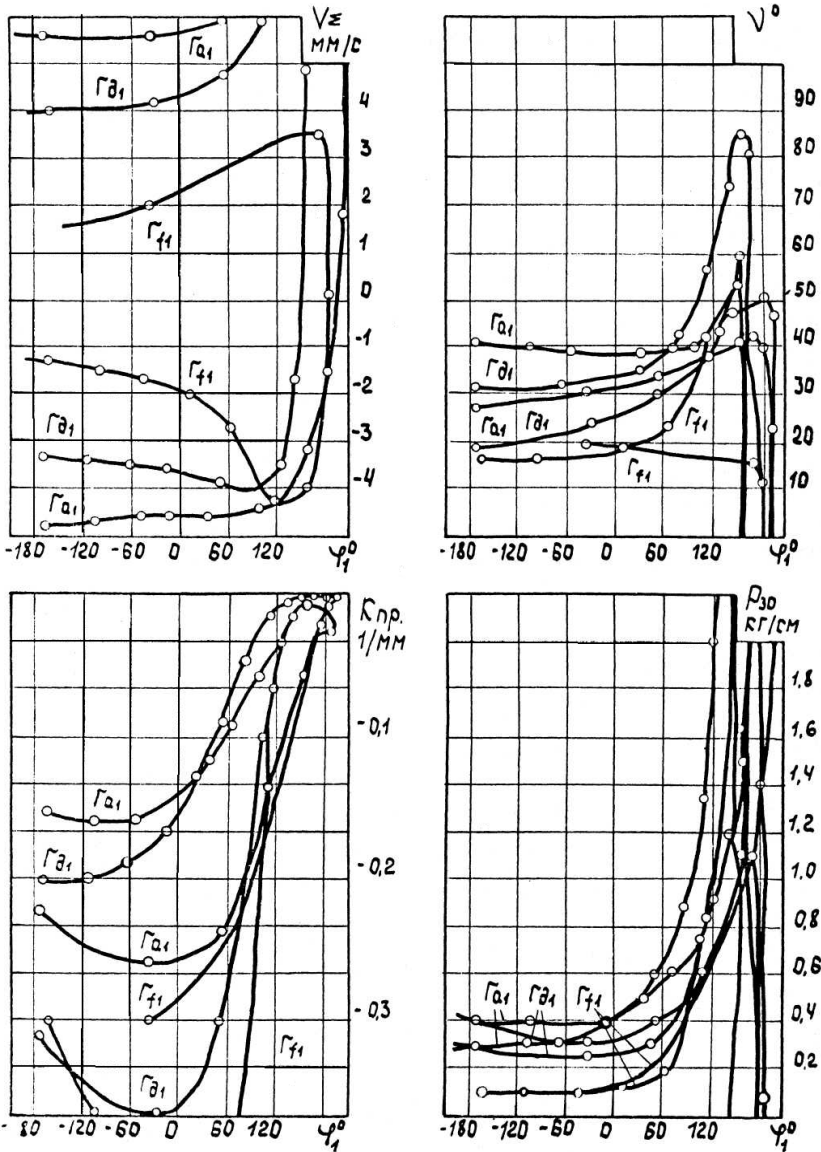


Рис. 5.7. Значения показателей нагрузочной способности передачи ЧП-2

Общим недостатком исследуемых червячных цилиндрических передач является наличие участка поля зацепления с нулевыми значениями суммарной скорости движения контактных точек, расположенного на выходе зубьев из зацепления. На этом участке условия заклинивания смазки весьма неблагоприятны, контакт поверхностей зубьев происходит в условиях граничного трения. При этом несущая способность передачи существенно уменьшается (нагрузка заедания, определяемая по формуле (5.5), равна нулю).

Для исключения из зацепления обыкновенных узловых точек контакта в случае передачи ЧП-2 следует ограничивать размеры червяка по длине. Для определения длины нарезанной части червяка воспользуемся соотношением (3.8), в котором параметр μ найдем из уравнения зацепления при значениях параметров торцового профиля витка червяка, соответствующих его середине. Значение угла поворота червяка Φ_1 определяется графиком рис. 5.7. Оно должно соответствовать пересечению кривой на графике суммарной скорости с осью абсцисс ($v_{\Sigma} = 0$) за вычетом 1-2 градусов.

При таком способе повышения несущей способности передачи ЧП-2 в зацеплении участвуют контактные точки, нагрузка заедания в которых значительно превосходит в целом аналогичный критерий как для передачи с эвольвентным червяком, так и для передачи ЧП-1. Размеры поля зацепления для указанного случая ограничения длины червяка уменьшаются незначительно – коэффициент перекрытия передачи принимает значение $\varepsilon = 2,66$ (у передачи ЧП-2 без наложения ограничений на длину червяка $\varepsilon = 2,83$). Таким образом, передача с выпуклым профилем червяка по сравнению с передачей, профиль витков червяка которой в осевом сечении очерчен вогнутой кривой, имеет ряд преимуществ. К ним следует отнести отсутствие участков зубьев колеса, выполненных с подрезом, большие размеры поля зацепления, возможность применения конструктивных мер для исключения из зацепления обыкновенных узловых точек контакта.

5.3. Глобoidные червячные передачи ГП-1, ГП-2, ГП-12

Перечисленные червячные передачи образованы с помощью винтового производящего колеса. Они состоят из цилиндрического косозубого колеса и сопряженного с ним червяка, имеющего форму глобоида. В торцовом сечении зуб доплюсной передачи ГП-1 имеет вогнутый профиль, заплуюсной передачи ГП-2 - выпуклый, дозаплюсной передачи ГП-12 - выпукло-вогнутый (выпуклый на заплуюсном участке и вогнутый на доплюсном). Следует отметить, что в отличие от передач ГП-1 и ГП-2 с линейным характером контакта, в дозаплюсной передаче с целью исключения из зацепления участка, расположенного в непосредственной близости с плюсом, контакт должен быть локализован с помощью неконгруэнтной жесткой производящей пары поверхностей. Одна из этих поверхностей совпадает с поверхностью колеса, вторая, служащая для образования витков червяка, касается поверхности колеса по двум винтовым линиям, расположенным на выпуклом и вогнутом участках зуба. В связи с этим последующий анализ геометрии и кинематики передачи ГП-12 обладает некоторой условностью, поскольку ведется в предположении, что степень локализации контакта в зацеплении весьма незначительна.

На рис. 5.8, 5.9, 5.10 изображены контактные линии передач ГП-1, ГП-2 и ГП-12 соответственно.

Построенные линии контакта принадлежат полю зацепления передач, то есть являются действительными контактными линиями для случая, когда колесо передачи вращается в направлении движения часовой стрелки. Поле зацепления передач с глобоидным червяком и косозубым цилиндрическим колесом расположено несимметрично относительно оси OX - большая часть линий контакта находится в области положительных значений Y . При этом входной является часть поля зацепления, расположенная справа от оси OX . Выход зубьев из контакта осуществляется в левой части поля зацепления. Контактные линии передач ГП-12, ГП-2 в процессе зацепления перемещаются по зубу колеса в поперечном направлении из области отрицательных значений Z в область положительных значений. Поле зацепления передач ГП-1

расположено несимметрично относительно средней плоскости XOY колеса 1, при этом входная часть поля зацепления несколько смещена относительно выходной части.

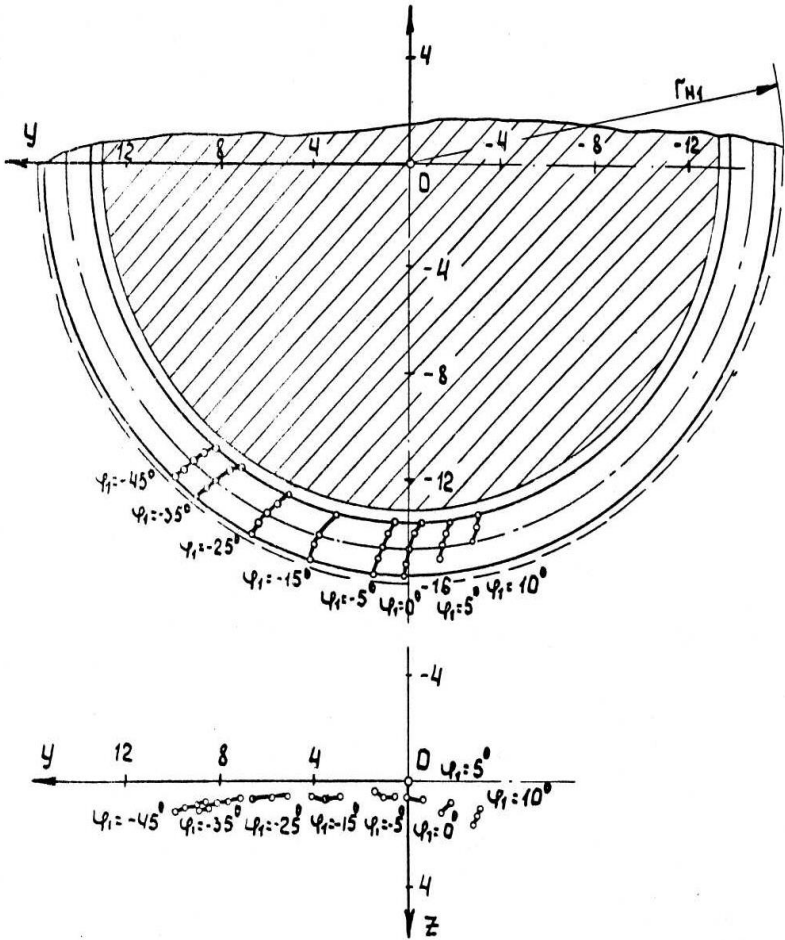


Рис. 5.8. Проекции контактных линий передачи ГП-1

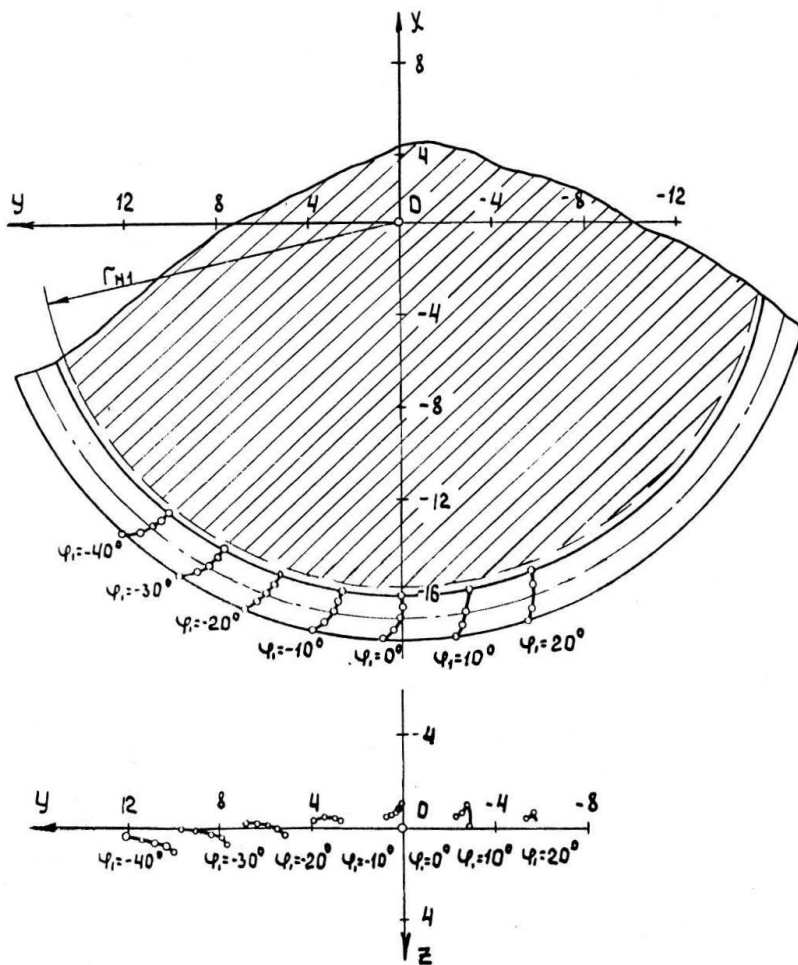


Рис. 5.9. Проекции контактных линий передачи ГП-2

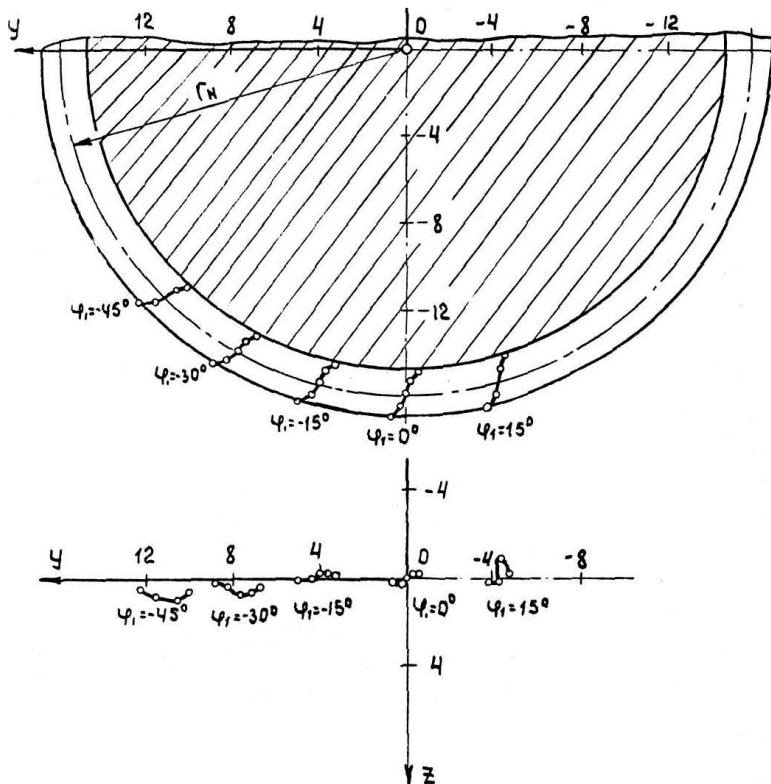


Рис. 5.10. Проекции контактных линий передачи ГП-12

Анализ геометро-кинематических показателей глобоидных передач проведем, используя полученные в результате численных исследований графики рис. 5.11, 5.12, 5.13, относящиеся, соответственно, к передачам ГП-1, ГП-2, ГП-12.

Витки червяков ГП-2, ГП-12 имеют небольшой подрез на входной части, в передаче ГП-1 подрезание отсутствует. Приведенная кривизна поверхностей зубьев передачи ГП-1 в пределах поля зацепления незначительно меняется по величине и имеет наименьшее значение по сравнению с аналогичным параметром двух других типов передач. Глобоидные передачи с цилиндрическим косозубым колесом всех трех типов отличаются довольно

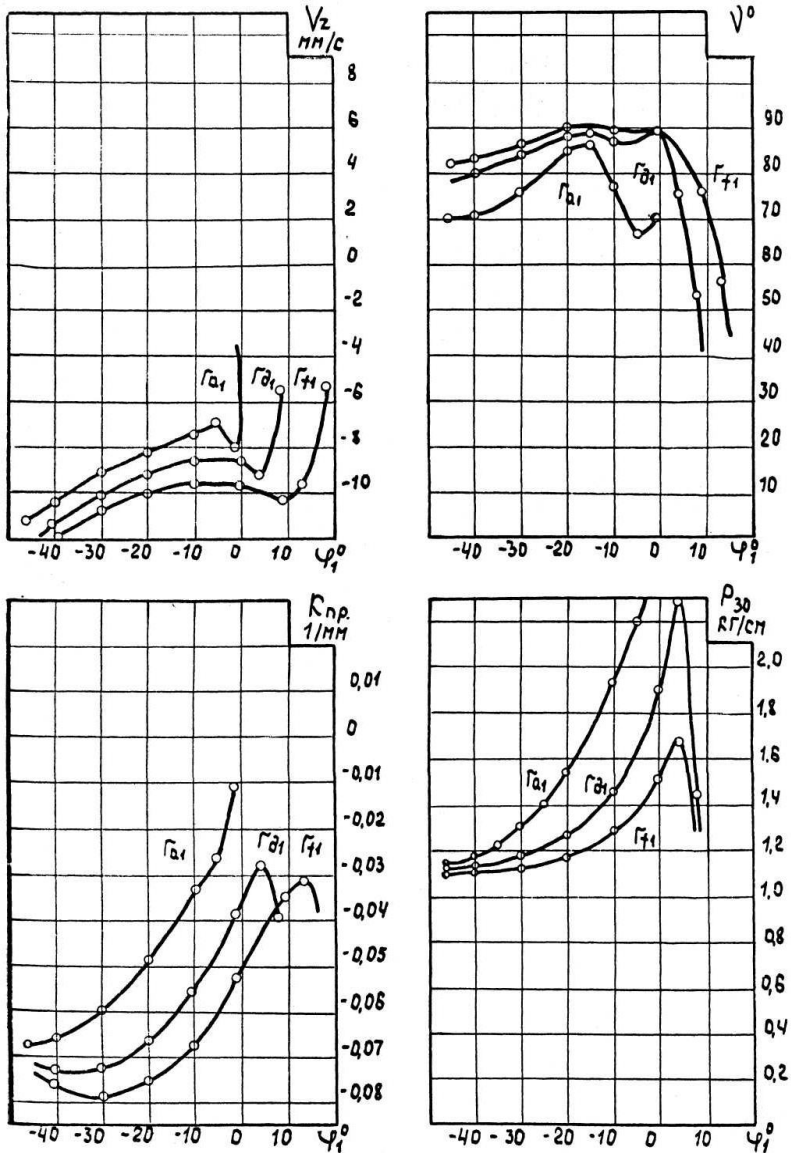


Рис. 5.11. Геометро-кинематические показатели передачи ПП-1

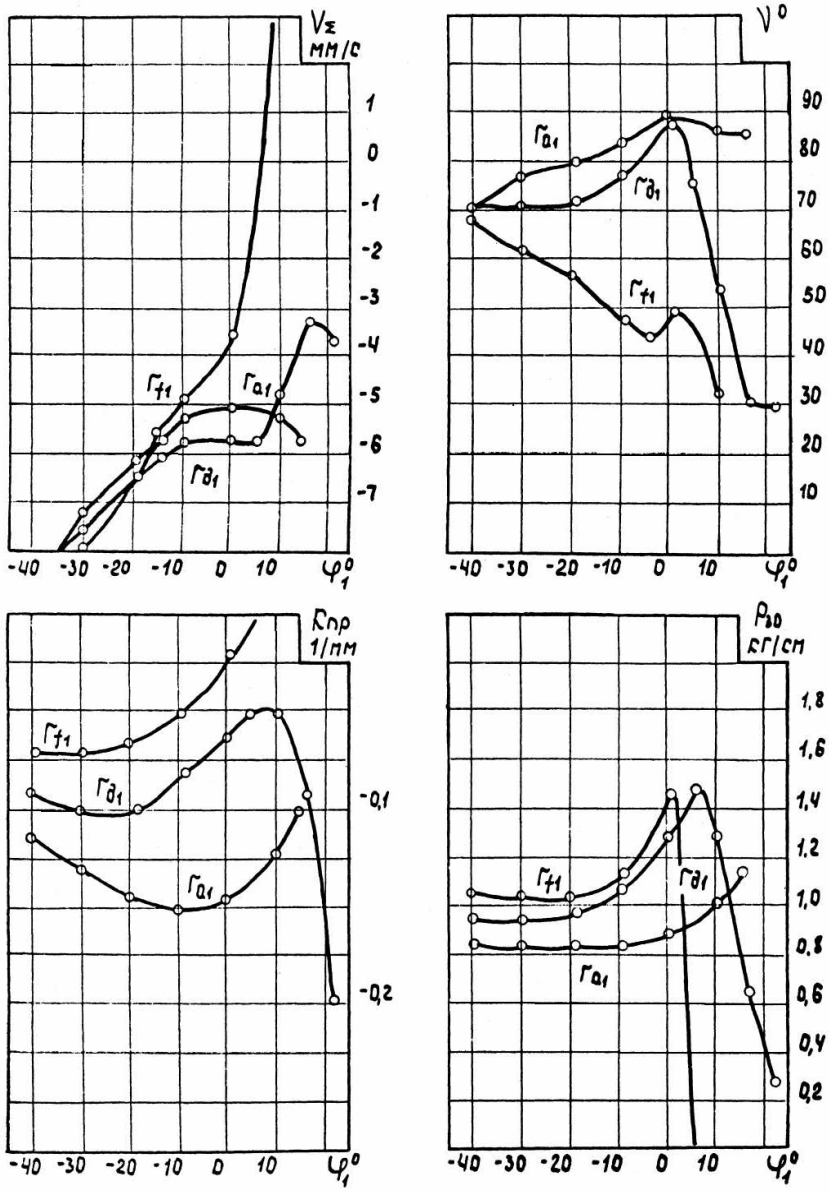


Рис. 5.12. Геометро-кинематические показатели передачи ГП-2

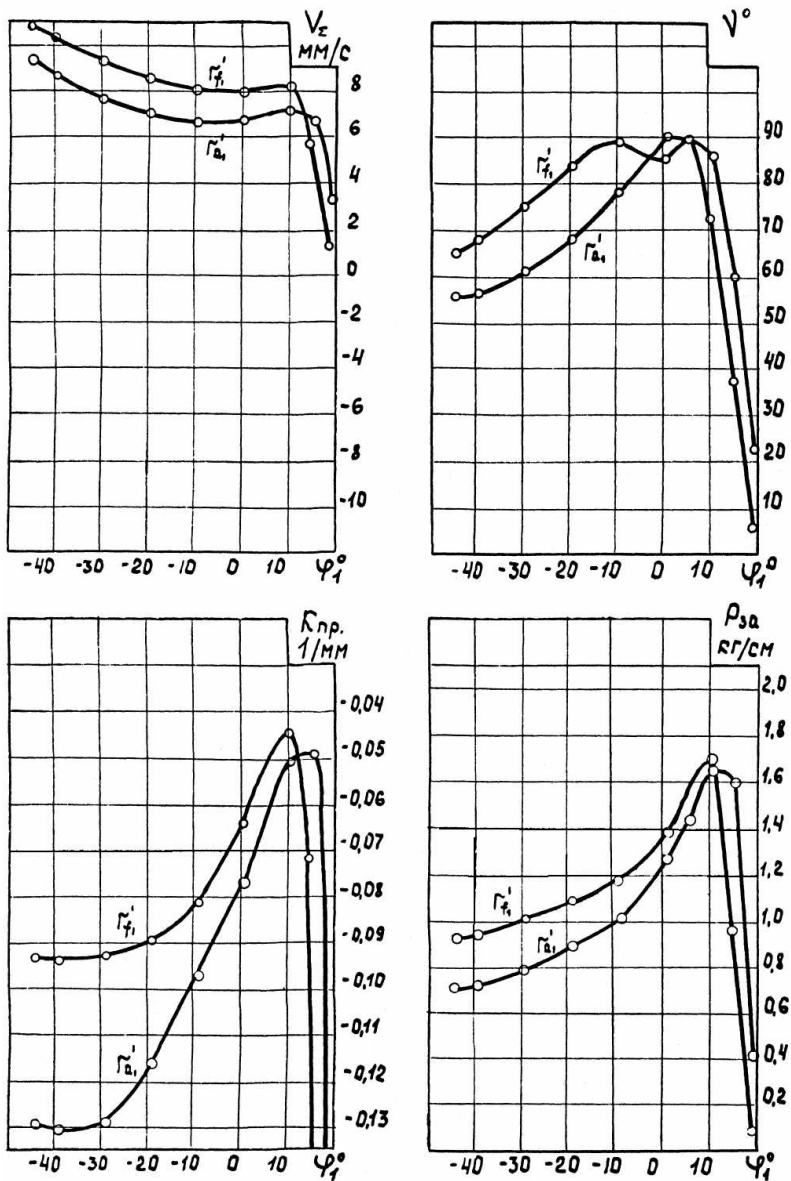


Рис. 5.13. Геометро-кинематические показатели передачи ГП-12

стабильными и высокими значениями суммарной скорости, угла, характеризующего форму и положение контактной линии, а также нагрузки заедания в средней и выходной частях поля зацепления. Отметим, что несущая способность глобоидных передач с винтовым цилиндрическим колесом, оцениваемая нагрузкой заедания, здесь в среднем вдвое выше несущей способности эвольвентной цилиндрической червячной передачи. В то же время в зоне входа в зацепление наблюдается резкое уменьшение величины угла между направлением скорости скольжения и характеристикой, существенное уменьшение (в заполюзном и дозаполюзном вариантах передач - до нуля) значения суммарной скорости и, как следствие этого — резкое падение нагрузочной способности. В связи с этим идеальным случаем применения рассмотренных типов глобоидных передач является использование их для передачи вращения в одном направлении. Для этого червяк передачи должен иметь винтовую нарезку в границах от левого торца до горлового сечения. Указанное ограничение длины червяка приводит к уменьшению размеров поля зацепления, однако коэффициент перекрытия передачи при этом $\varepsilon \geq 3$, что дает основание предполагать достаточно высокую несущую способность передачи. В случае использования передач с глобоидным червяком в качестве реверсивных, когда отсутствует возможность в ограничении длины червяка, можно предположить, что по мере приработки и в связи с повышенным износом зубьев на входе контакт их будет преимущественно происходить в средней и выходной частях поля зацепления, поэтому нагрузочная способность приработанной передачи не будет ограничиваться нагрузкой заедания на входе в зацепление.

5.4. Винтовые передачи

Для исследования приняты винтовые передачи, образуемые с помощью косозубого производящего колеса. Они состоят из винтового цилиндрического колеса и сопряженного ему винтового колеса, имеющего форму глобоида. При теоретическом исследовании рассматриваются передачи двух разновидностей - типа червячной, у которой цилиндрический элемент пары

выполнен с меньшим числом зубьев и с большим углом наклона зубьев, чем у элемента глобоидной формы, и типа глобоидной, включающей винтовое цилиндрическое колесо с большим числом зубьев и меньшим углом их наклона по сравнению с глобоидным элементом. Основанием для анализа винтовых передач, синтезированных по максимальной величине суммарной скорости движения точек контакта в направлении, нормальном к характеристике, служило численное исследование формы и относительного расположения в пространстве линий контакта поверхностей зубьев указанных передач, а также зависимостей основных геометро-кинематических показателей несущей способности передач от угла поворота цилиндрического элемента пары. Графики, построенные по результатам вычислений, представлены на рис. 5.14 - 5.21. При этом винтовую доплюсную передачу типа червячной иллюстрируют рис. 5.14, 5.15, заплуюсную типа червячной - рис. 5.16, 5.17, заплуюсную типа глобоидной - рис. 5.20, 5.21.

Для сравнительной оценки нагрузочной способности синтезированных передач с целью выяснения целесообразности их применения в качестве эталонной принята полуэвольвентная зубчатая винтовая передача, изготовленная без смещения инструмента и состоящая из эвольвентного винтового цилиндрического колеса и сопряженного ему неэвольвентного винтового глобоидного колеса. Нагрузочная способность такой передачи значительно выше нагрузочной способности винтовой зубчатой передачи, составленной из двух винтовых эвольвентных колес. График нагрузки заедания полуэвольвентной передачи, определенной в точках винтовой линии, принадлежащей поверхности зуба цилиндрического колеса и соответствующей середине зуба, представлен на рис. 5.22. В полюсе передачи нагрузка заедания, естественно, стремится к нулю.

Анализ синтезированных винтовых передач выявил их глубокую аналогию червячным передачам соответствующих типов, исследованных выше. В связи с этим нет необходимости повторно останавливаться на рассмотрении геометро-кинематических характеристик винтовых передач, поскольку основные положения предыдущих исследований в полной мере относятся и к ним.

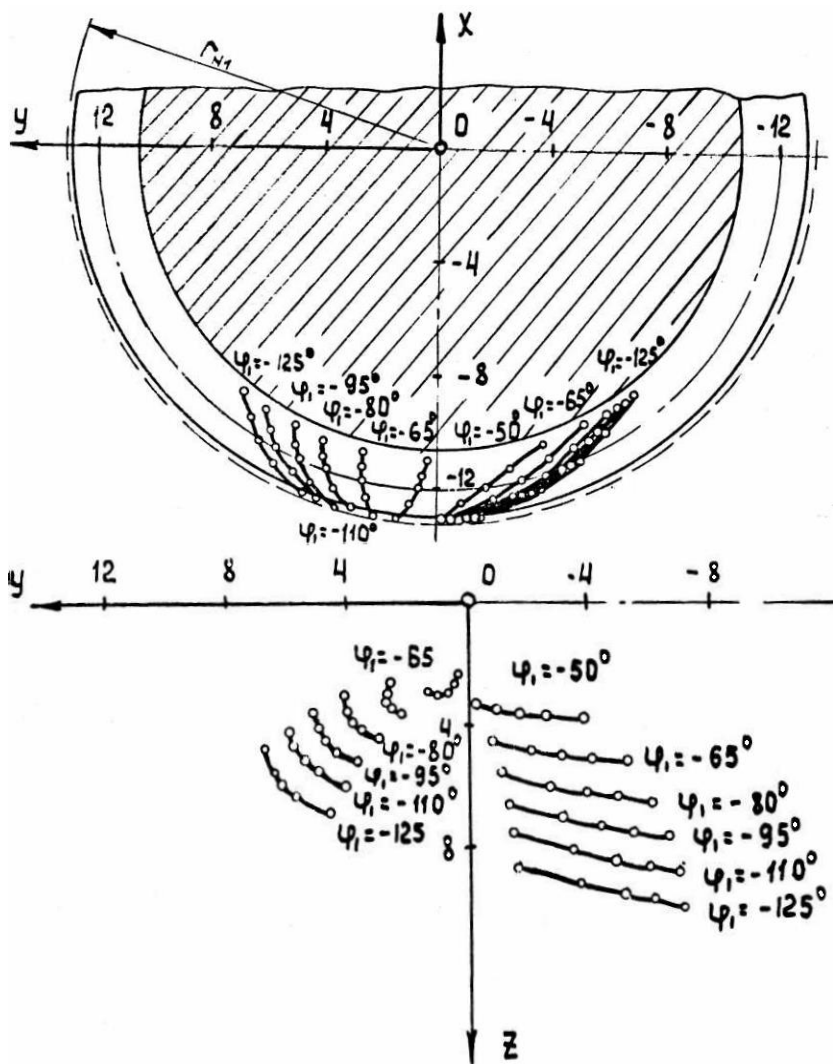


Рис. 5.14. Проекция линий контакта доплусной винтовой передачи

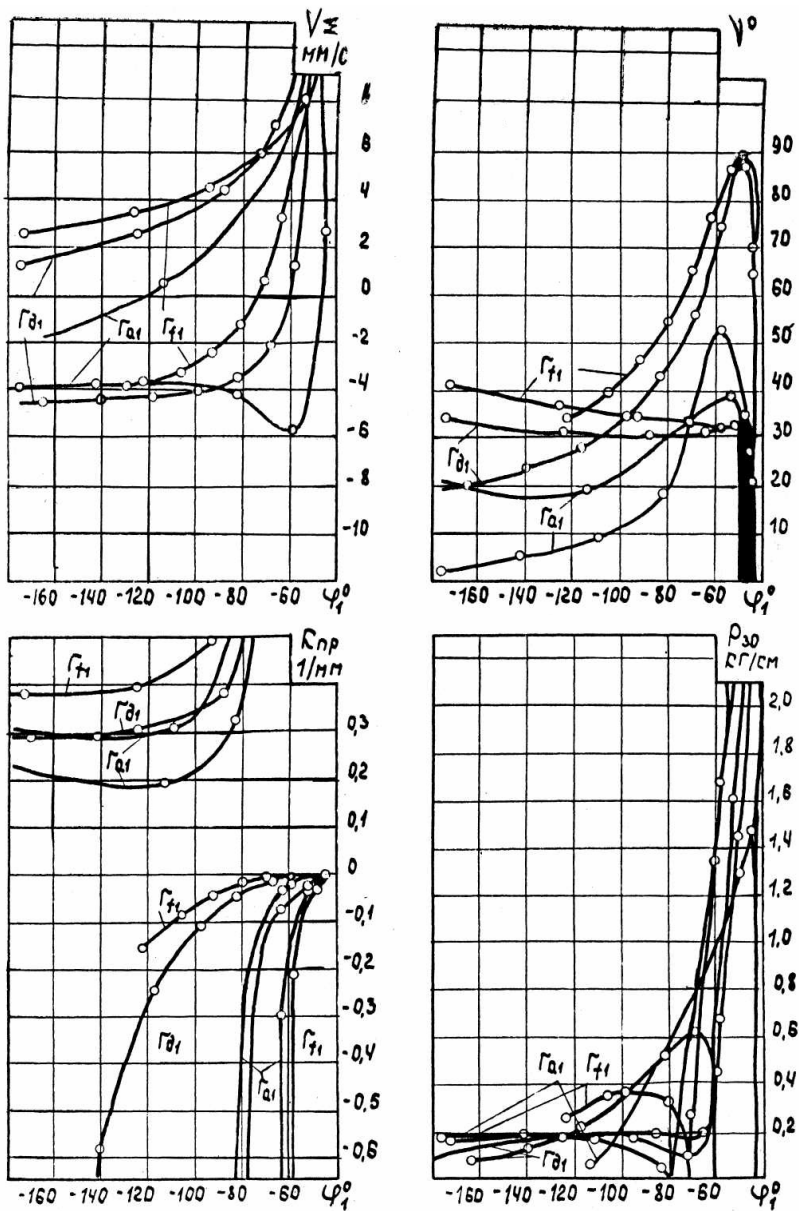


Рис. 5.15. Геометро-кинематические показатели допальной винтовой передачи

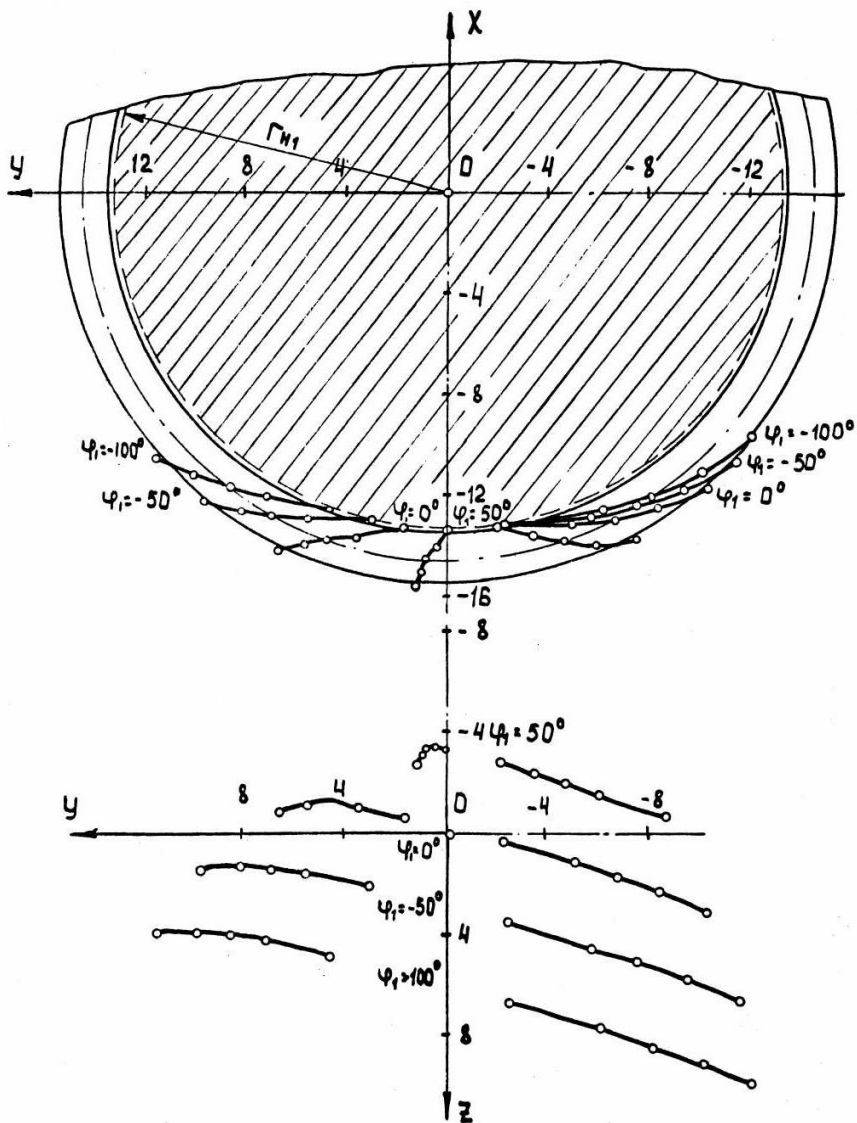


Рис. 5.16. Проекция линий контакта заплоской винтовой передачи

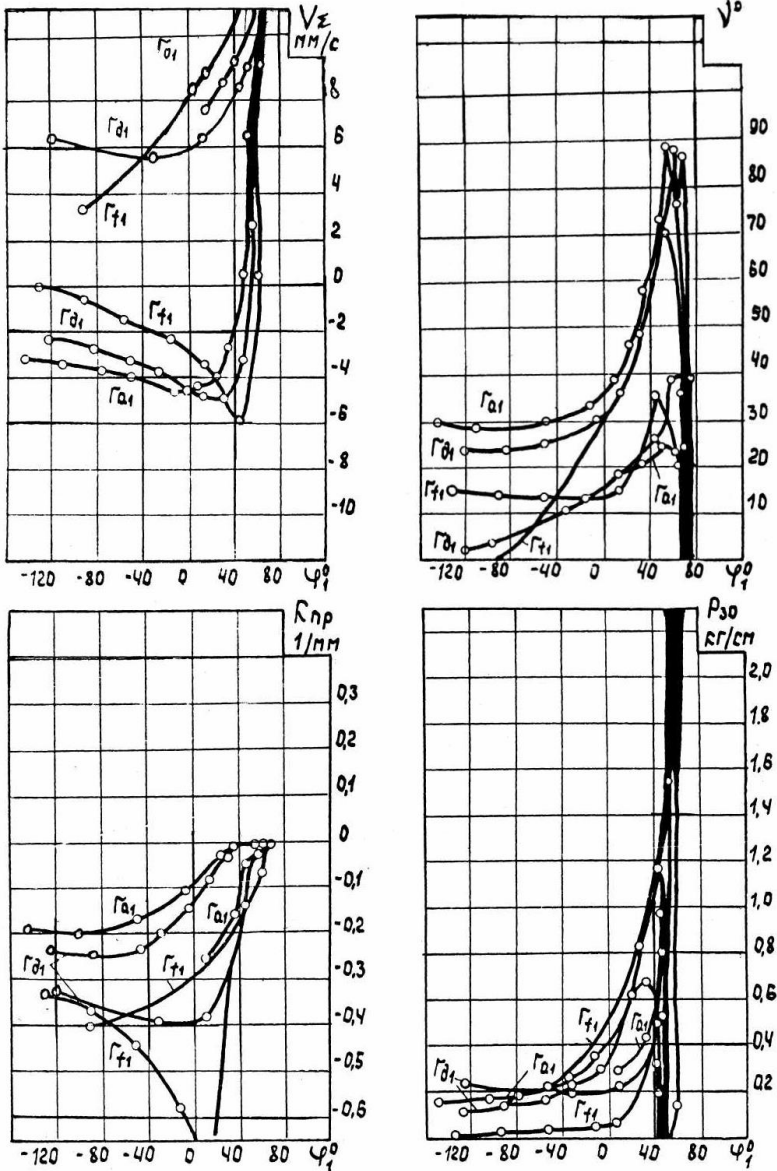


Рис. 5.17. Проекция линий контакта заплоской винтовой передачи

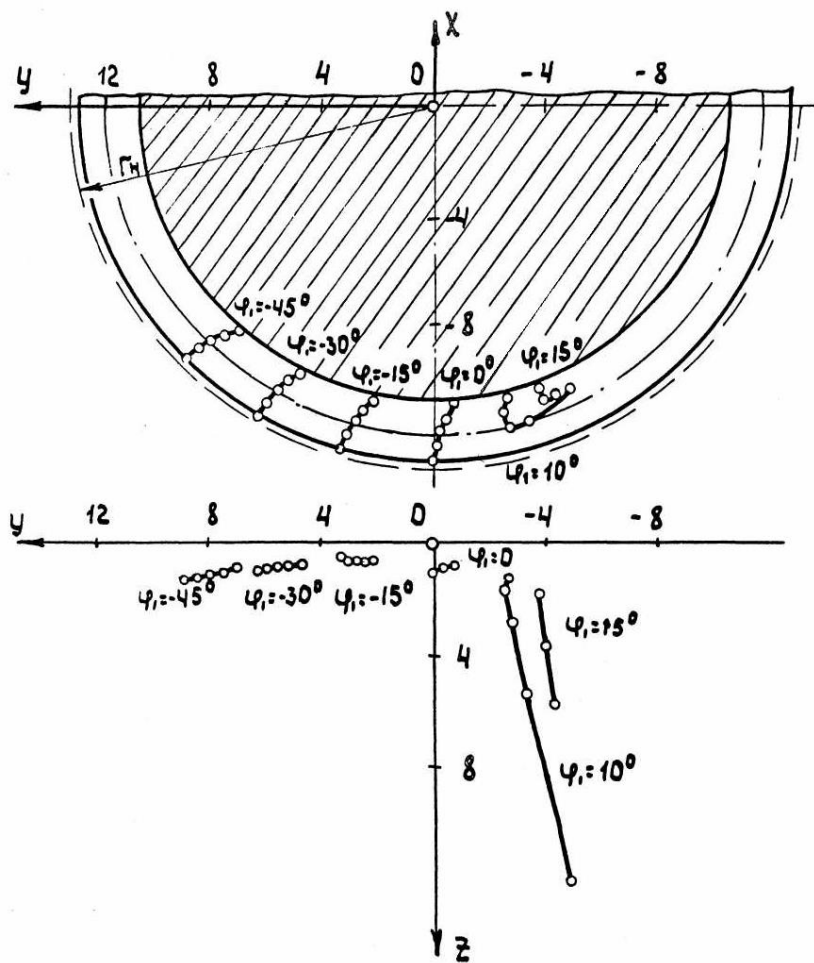


Рис. 5.18. Проекция линий контакта доплусной глобидной винтовой передачи

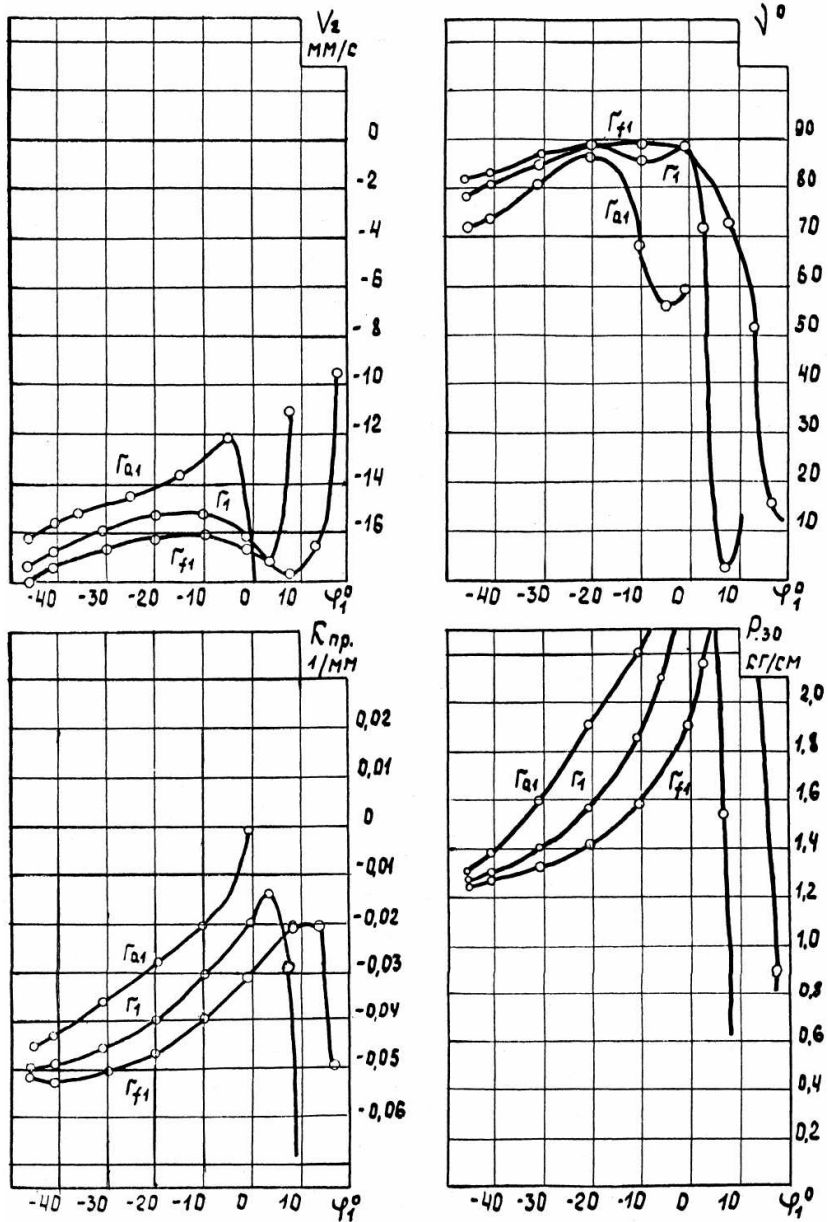


Рис. 5.19. Геометро-кинематические показатели допущенной глобоидной винтовой передачи

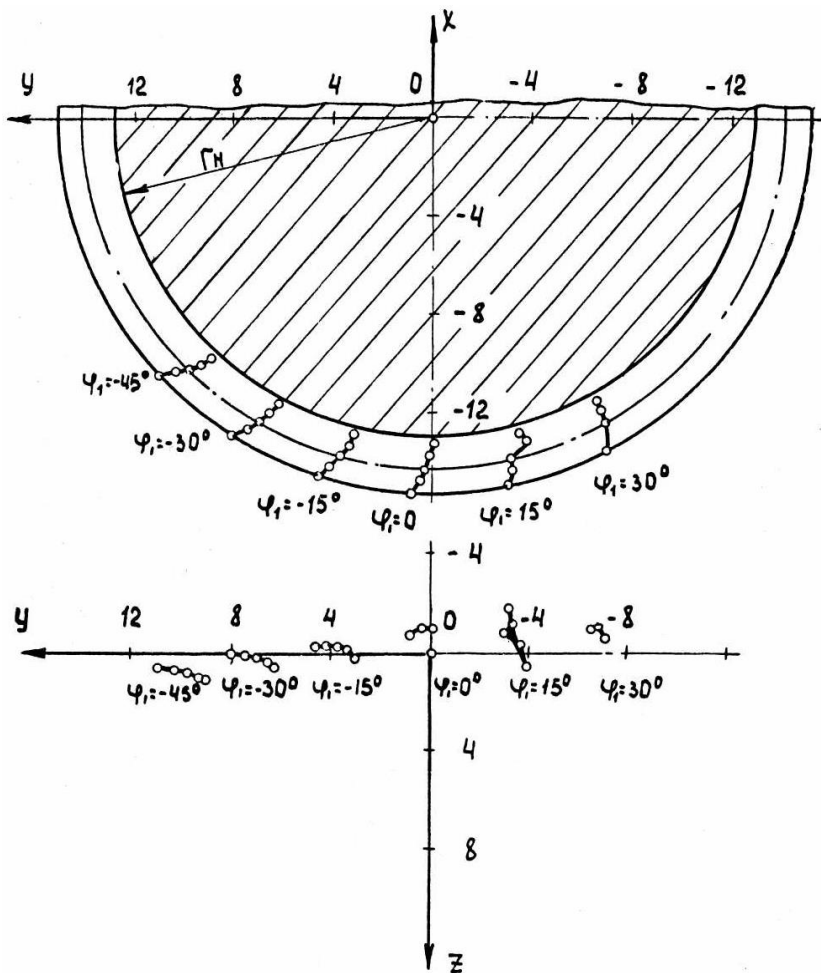


Рис. 5.20. Проекция линий контакта заполненной глобоидной винтовой передачи

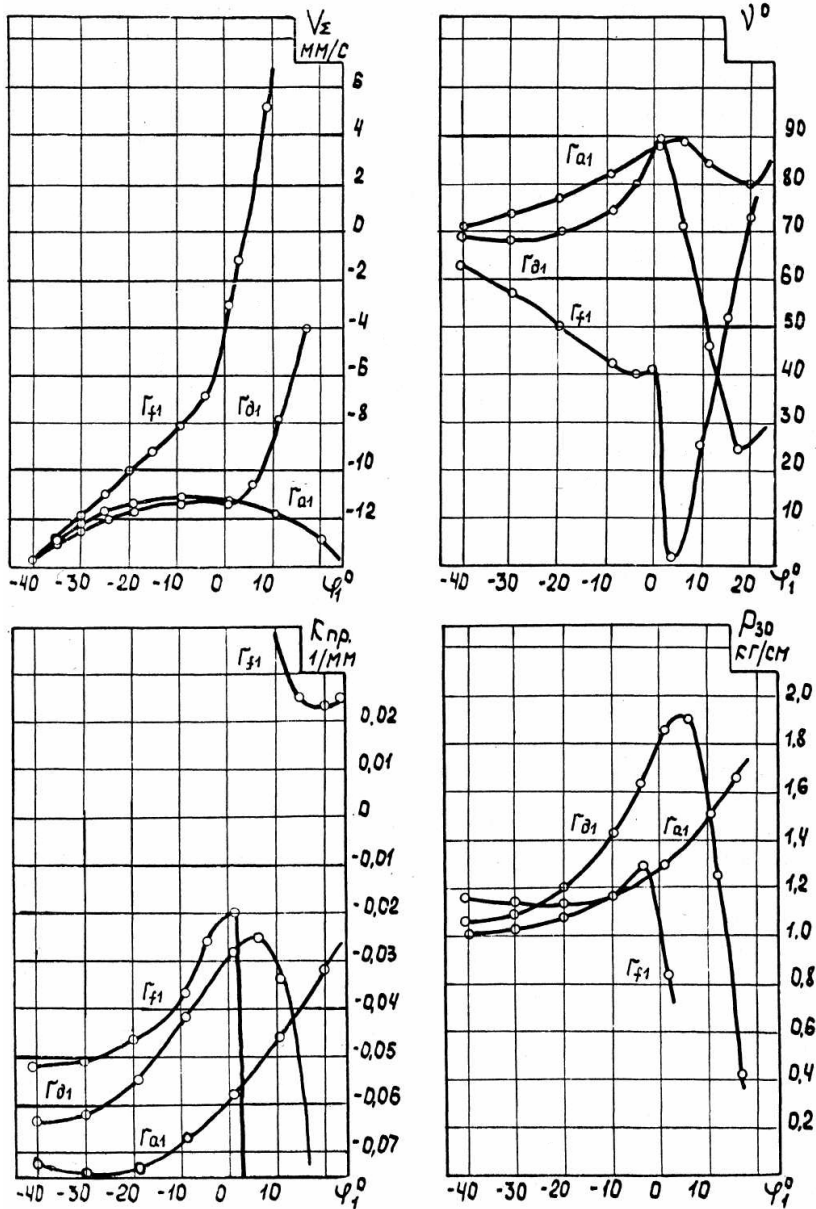


Рис. 5.21. Геометро-кинematicкие показатели заплуюсной глобидной винтовой передачи

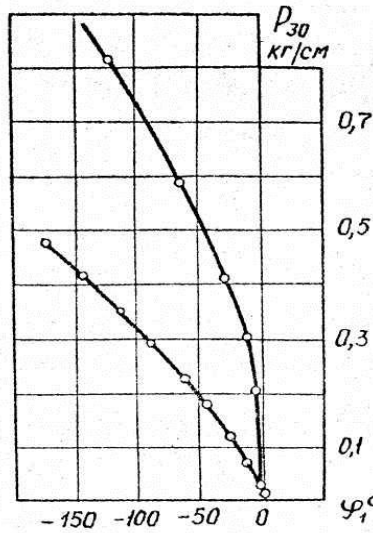


Рис. 5.22. Значения нагрузки заедания эталонной винтовой передачи

вогнутым профилем зуба цилиндрического колеса, превосходящую по нагрузочной способности считающуюся перспективной аналогичную полуэвольвентную передачу в среднем в два раза (рис. 5.18, 5.19).

5.5. Передачи с цилиндрическим прямозубым колесом

Передачи, образуемые с помощью цилиндрического прямозубого колеса, содержат в качестве ведущего звена сопряженный с колесом элемент глобоидной формы. Передача вращения от цилиндрического колеса к глобоидному невозможна в виду самоторможения. В рассматриваемых передачах точка касания начальных поверхностей колес не является

Заметим, что предложенная методика синтеза зубчатых передач позволяет получать достаточно работоспособные разновидности винтовых передач с рациональной геометрией зацепления, из которых необходимо выделить винтовую зубчатую передачу типа глобоидной с

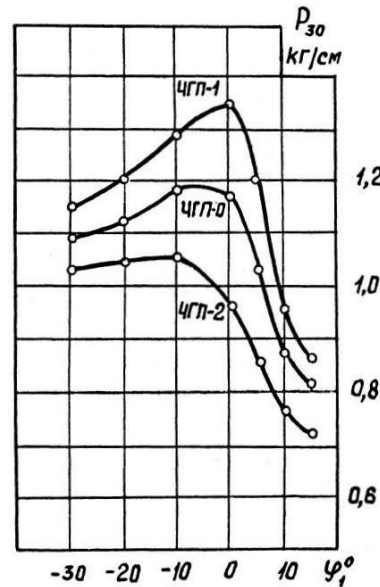


Рис. 5.23. Нагрузки заедания передач полюсом, поэтому ЧП

использование не смещенного зацепления не приводит к существенному снижению нагрузочной способности, которое имеет место в полюсе червячной передачи с цилиндрическим червяком. На рис. 5.23 представлены графики нагрузки заедания доплюсной ЧПП-1, заплуюсной ЧПП-2 и нулевой ЧПП-0 глобоидных передач, определенной вдоль линии, соответствующей середине зуба колеса. Передачи ЧПП-1 и ЧПП-2 выполнены с положительным ($\xi = 1,25$) и отрицательным ($\xi = -1,25$) смещением расчетной точки соответственно. Передача ЧПП-0 выполнена без смещения.

Профиль зуба колеса для всех указанных вариантов передачи является выпуклым.

Анализ графиков (рис. 5.23) показывает, что высокими показателями по нагрузке заедания обладает доплюсная глобоидная передача с прямозубым цилиндрическим колесом. Нагрузка заедания передачи ЧПП-0 ниже на 5-10%. Тем не менее для подробного анализа принят именно этот тип передачи, выбор которого обусловлен соображениями технологического плана, в частности возможностью обработки колеса нулевой передачи стандартным инструментом. На рис. 5.24 показаны контактные линии передачи ЧПП-0, построенные в координатах $\rho = x^2 - y^2$, z , а также в проекциях на торцовую плоскость колеса XOY и YOZ , параллельную осям зацепляющихся колес. Вход в зацепление осуществляется в правой части червяка (в области отрицательных значений Y), выход зубьев из зацепления – в левой части червяка. При этом поле зацепления расположено несимметрично относительно плоскости XOZ и смещено в область отрицательных значений z , то есть при передаче вращения зуб колеса работает одной своей половиной. Такое расположение линий контакта позволяет выбирать боковой зазор в зацеплении по мере износа зубьев колеса. Для этого венец колеса разрезают по плоскости XOY и, смещая его части друг относительно друга, поворотом вокруг оси z добиваются необходимой величины бокового зазора.

Характерной особенностью глобоидной передачи с прямозубым цилиндрическим колесом является отсутствие обыкновенных узловых точек контакта. Передачу отличает стабильно высокое

значение суммарной скорости (рис. 5.25) в пределах всего поля зацепления. Значение приведенной кривизны сопряженных поверхностей свидетельствует об отсутствии подрезания витков

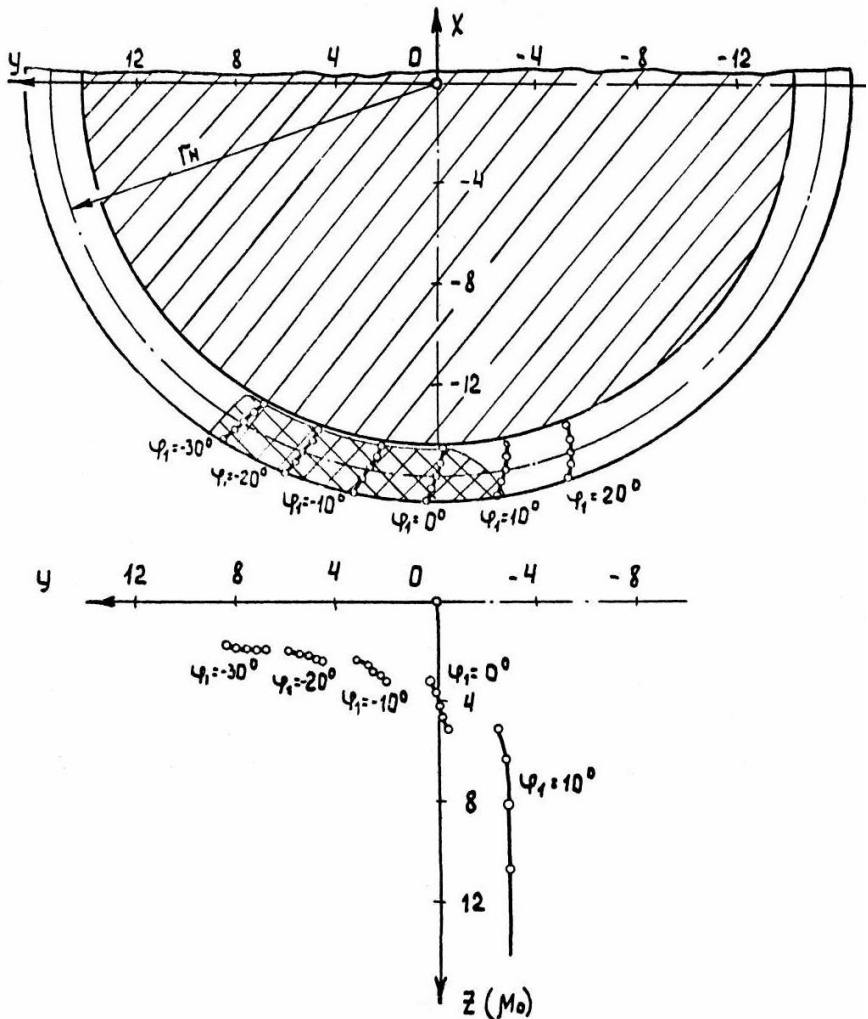


Рис. 5.24. Проекция линий контакта в передаче ЧПП-0

червяка. Контактные линии передачи в процессе зацепления перпендикулярны или почти перпендикулярны вектору скорости относительного движения звеньев. Некоторое снижение несущей

способности на входе в зацепление может не приниматься в расчет, поскольку соответствующие ему точки контакта не принадлежат полю зацепления. В среднем нагрузка заедания цилиндрично-глобоидной передачи с прямозубым колесом в два раза превосходит этот показатель для эвольвентной червячной передачи, что позволяет предположить такое увеличение нагрузочной способности.

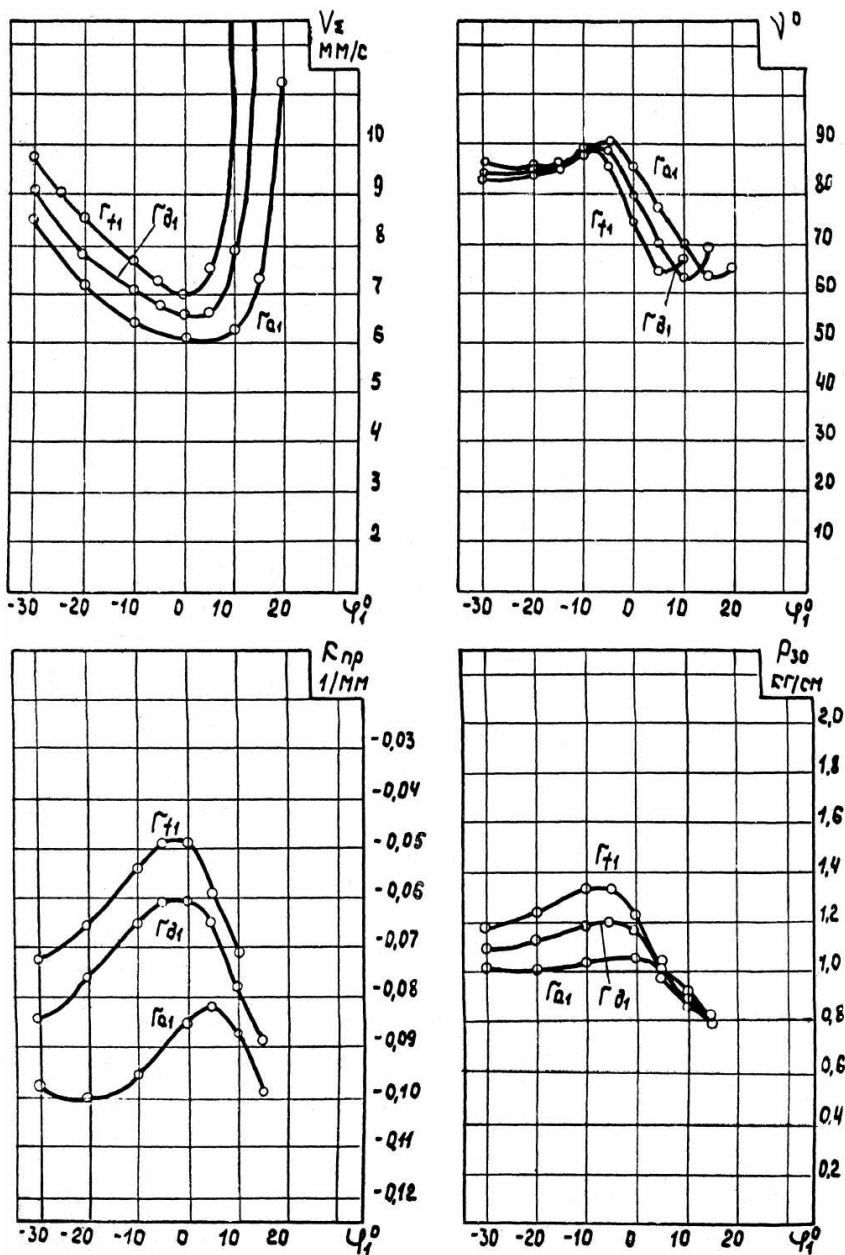


Рис. 5.25. Геометро-кинематические показатели передач ЧПП

Что касается винтовых передач, синтезированных на базе цилиндрического прямозубого колеса, то их использование представляется нецелесообразным ввиду отсутствия достаточных по величине для осуществления непрерывности контакта годных участков поля зацепления (рис. 5.26, 5.27).

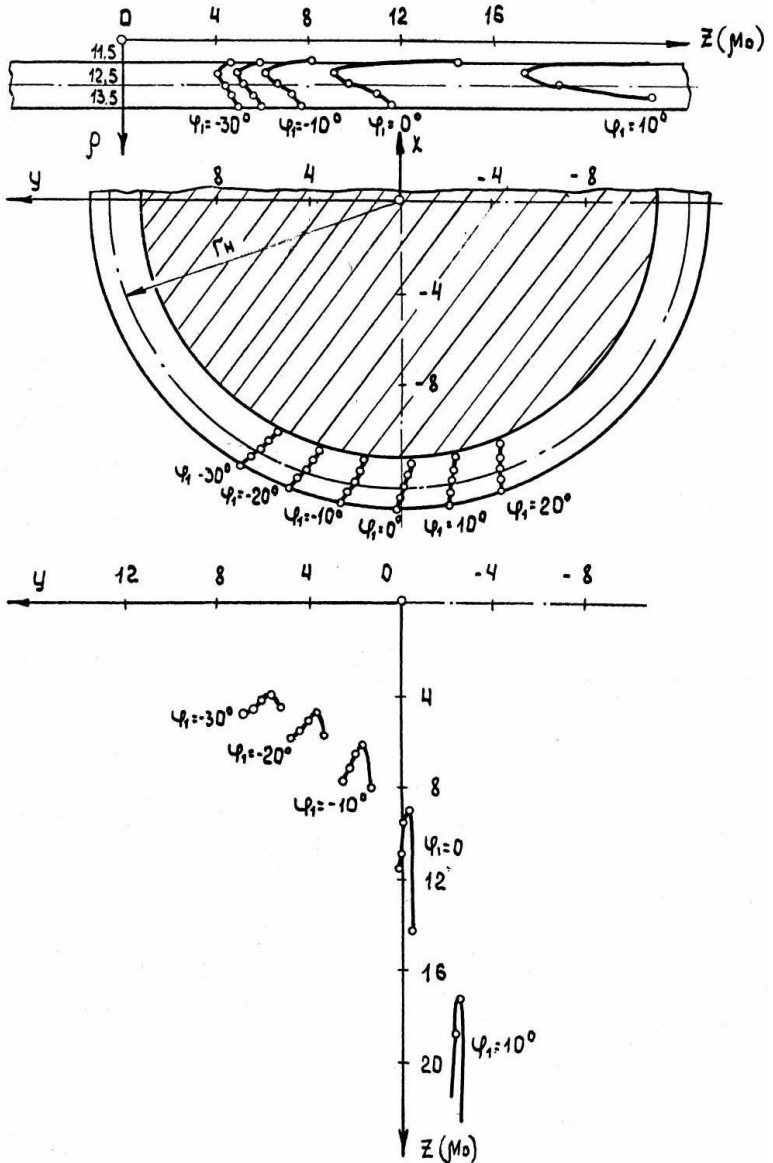


Рис. 5.26. Проекции линий контакта винтовых передач с прямозубым колесом

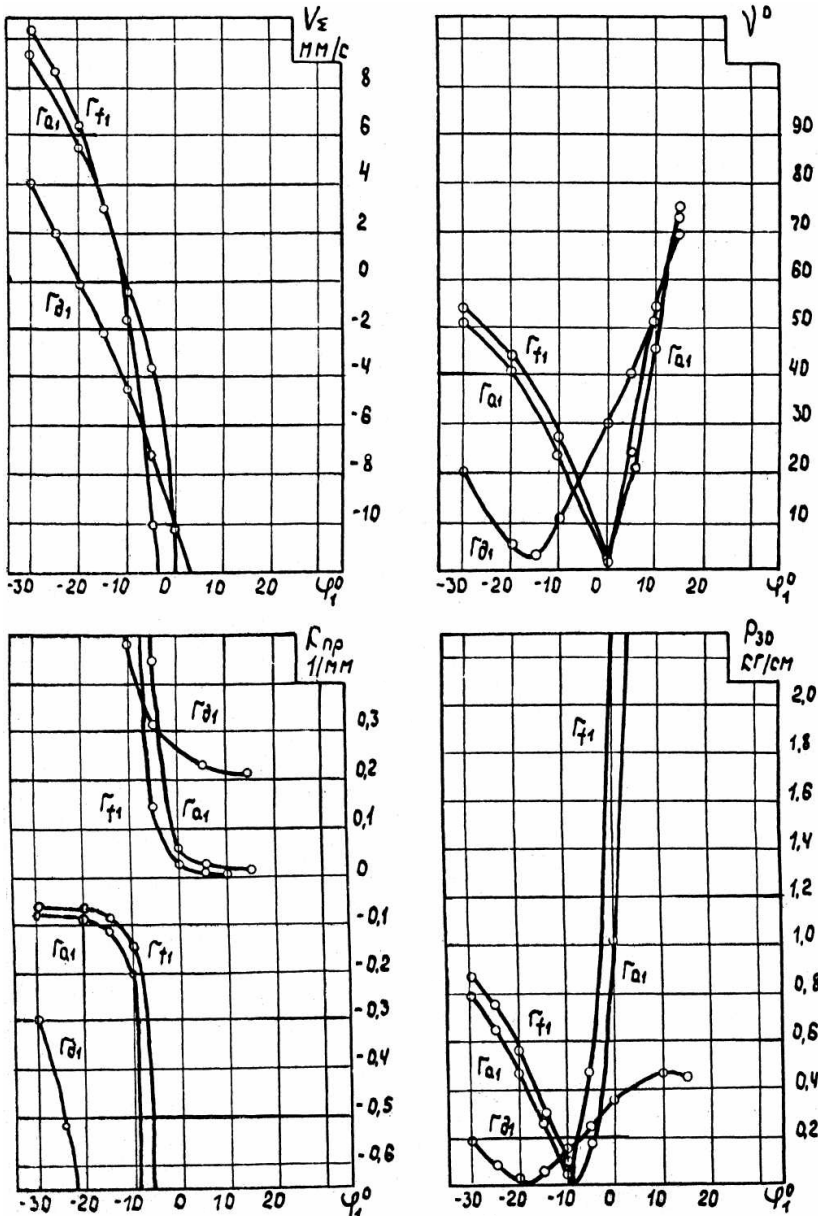


Рис. 5.27. Геометро-кинематические показатели винтовых передач с прямозубым колесом

Выводы

1. Проведенный численный анализ геометро-кинематических показателей несущей способности различных типов червячных и винтовых передач, синтезированных по максимальной величине суммарной скорости (положения контактных линий и поля зацепления, суммарной скорости перемещения точек контакта в нормальном к контактной линии направлении; приведенной кривизны поверхностей зубьев зацепляющихся колес в указанном направлении; угла между вектором скорости относительного движения звеньев и касательной к характеристике; нагрузки заедания), позволил установить, что при синтезе червячных (винтовых типа червячных) передач по предложенному методу смещение расчетной точки в доплюсную, заплуюсную и дозаплуюсную зоны не позволяет полностью исключить из зацепления обыкновенные узловые точки контакта. Этого можно добиться с помощью дополнительных конструктивных мер, заключающихся в ограничении длины нарезанной части червяка. С точки зрения нагрузки заедания лучших результатов для червячных (винтовых) передач с цилиндрическим червяком можно достичь за счет применения не содержащих подрезанных участков зубьев заплуюсных передач с выпуклым профилем червяка в осевом сечении, имеющих, по сравнению с доплюсным вариантом, большие размеры поля зацепления и дающих возможность осуществления конструктивных мер по исключению из зацепления обыкновенных узловых точек контакта.

2. Существенное повышение несущей способности червячных (винтовых) передач может быть достигнуто при использовании глобoidных передач с винтовым цилиндрическим колесом, в частности доплюсного типа с вогнутым профилем зубьев колеса в торцовом сечении. Нагрузка заедания таких передач после приработки в условиях смещения контакта в среднюю и выходную зону поля зацепления в среднем в два раза выше аналогичного критерия для эвольвентных червячных (винтовых) передач.

3. Перспективным в плане повышения нагрузочной способности является применение синтезированных в соответствии с разработанным методом глобoidных передач с прямозубым

цилиндрическим колесом выпуклого профиля зубьев, отличающихся стабильными значениями нагрузки заедания по всему полю зацепления, превышающими в два раза аналогичный показатель для эвольвентных червячных передач.

4. Предложенный метод синтеза червячных и винтовых передач по заданной величине суммарной скорости движения точек контакта в нормальном к контактной линии направлении позволяет получить достаточно работоспособные разновидности указанных передач с рациональной геометрией зацепления.

ГЛАВА 6. МЕТОД СИНТЕЗА ОРТОГОНАЛЬНОГО СПИРОИДНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО КАЧЕСТВЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

6.1. Геометрия червяка спироидной передачи при цилиндрической форме червяка

Изучение геометрии зацепления спироидных передач основывается на представлении в аналитическом виде рабочих поверхностей звеньев спироидной пары и поверхности зацепления. Образование сопряженных спироидных зацеплений происходит, как правило, в соответствии со вторым способом Оливье, то есть рабочие поверхности зубьев спироидного колеса образуются огибанием поверхностей витков производящего червяка. При этом форма рабочих поверхностей витков определяет форму поверхностей зубьев колеса и, следовательно, влияет на условия контактирования этих поверхностей в эксплуатационном зацеплении, где рабочий червяк совпадает с производящим. Поэтому при анализе или синтезе таких спироидных зацеплений исходной является рабочая поверхность витков производящего червяка.

Для получения уравнения боковой поверхности витков червяка рассмотрим цилиндрический червяк (рис. 6.1) (можно воспользоваться результатами главы 2). Профиль витка в осевом сечении или в осевой плоскости Π , проходящей через ось вращения, очерчен произвольной кривой. Для его описания введем произвольную систему координат X_p, Y_p, Z_p , оси $O_p Y_p$ и $O_p Z_p$ которой расположим в плоскости Π . Начало координат O_p находится на образующей цилиндра радиуса R , ось которого совпадает с осью вращения червяка. Профиль боковой поверхности витка червяка в этой системе опишем радиусом-вектором

$$\bar{r}_p(\lambda) = x_p \bar{i} + y_p \bar{j} + z_p \bar{k}, \quad (6.1)$$

где $x_p = 0$; $y_p = f_1(\lambda)$; $z_p = f_2(\lambda)$,

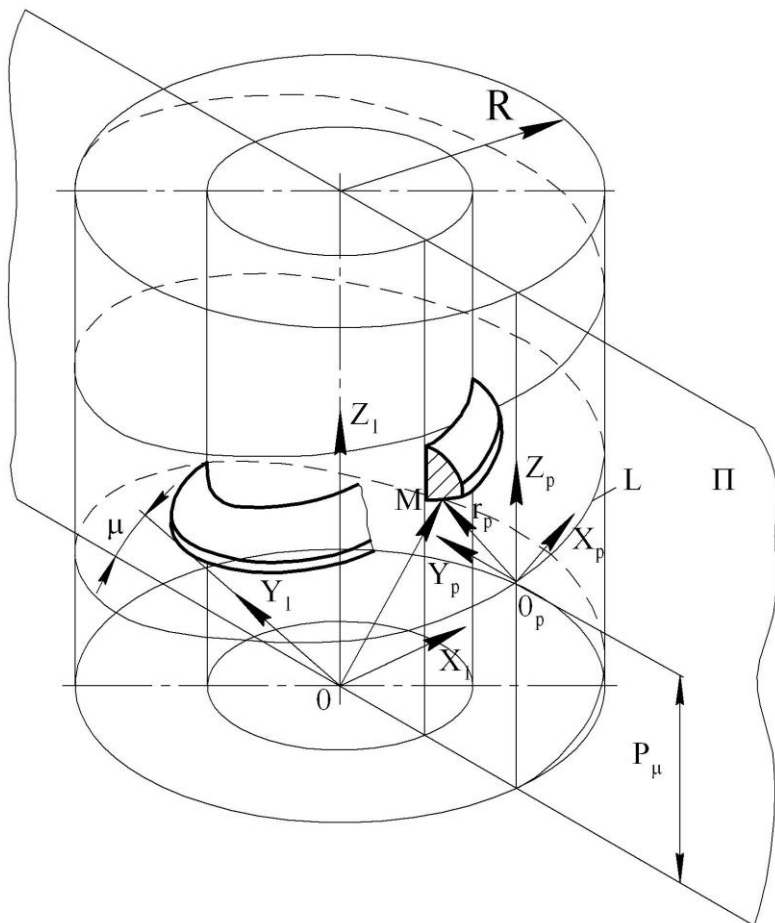


Рис. 6.1. Образование рабочих поверхностей витка червяка

Здесь $f_1(\lambda)$ и $f_2(\lambda)$ – произвольные функции от параметра λ , причем $f_2 = f_2[f_1(\lambda)]$.

Сообщив системе X_p, Y_p, Z_p движение вдоль винтовой линии L , расположенной на цилиндре радиуса R и имеющей винтовой параметр p , получим в системе координат X_1, Y_1, Z_1 , связанной с червяком, уравнение рабочей поверхности его витков,

которое можно представить радиусом-вектором

$$\bar{r}_1(\lambda, \mu) = x_1 \bar{i} + y_1 \bar{j} + z_1 \bar{k},$$

с координатами

$$\begin{aligned} x_1 &= -(f_1 - R) \sin \mu, \\ y_1 &= (f_1 - R) \cos \mu, \\ z_1 &= f_2 + p\mu, \end{aligned}$$

где μ – параметр поверхности витка червяка (угол между плоскостью Π и положительным направлением оси O_1Y_1).

Векторы, касательные к координатным линиям $\lambda = \text{const}$ и $\mu = \text{const}$, получим дифференцированием вектора (6.2) по параметрам λ и μ , учитывая, что $f_1' = 1$, $f_1'' = 0$,

$$\bar{r}_1^\mu = -(f_1 - R) \cos \mu \bar{i} - (f_1 - R) \sin \mu \bar{j} + p \bar{k}, \quad (6.3)$$

$$\bar{r}_1^\lambda = -\sin \mu \bar{i} + \cos \mu \bar{j} + f_2' \bar{k}. \quad (6.4)$$

Кроме первых производных вектора (6.2) при исследовании передач необходимы также его вторые производные по параметрам λ и μ

$$\begin{aligned} \bar{r}_1^{\lambda\lambda} &= f_2'' \bar{k}, \\ \bar{r}_1^{\lambda\mu} &= -\cos \mu \bar{i} - \sin \mu \bar{j}, \\ \bar{r}_1^{\mu\mu} &= (f_1 - R) \sin \mu \bar{i} - (f_1 - R) \cos \mu \bar{j}. \end{aligned} \quad (6.7)$$

Вектор нормали к поверхности витков червяка определим как векторное произведение векторов (6.3) и (6.4)

$$\bar{n}_1 = \bar{r}_1^\mu \times \bar{r}_1^\lambda.$$

Однако при анализе геометрии и кинематики передач удобнее пользоваться не самим вектором нормали, а его ортом

$$\bar{e}_1 = \bar{n}_1 / |\bar{n}_1|,$$

проекция которого на оси координат системы X_1, Y_1, Z_1 получаются в виде

$$\begin{aligned} e_{x1} &= [f_2'(f_1 - R)\sin\mu + p\cos\mu] / |\bar{n}_1|, \\ e_{y1} &= -[f_2'(f_1 - R)\cos\mu - p\sin\mu] / |\bar{n}_1|, \\ e_{z1} &= (f_1 - R) / |\bar{n}_1|, \end{aligned} \quad (6.10)$$

где $|\bar{n}_1|$ – модуль вектора нормали, который можно найти с помощью коэффициентов первой квадратичной формы.

Для вычисления этих коэффициентов воспользуемся зависимостями дифференциальной геометрии [171]

$$E_1 = \bar{r}_1^\lambda \bar{r}_1^\lambda = 1 + (f_2')^2,$$

$$F_1 = \bar{r}_1^\lambda \bar{r}_1^\mu = f_2' p,$$

$$G_1 = \bar{r}_1^\mu \bar{r}_1^\mu = (f_1 - R)^2 + p^2, \quad (6.11)$$

тогда

$$|\bar{n}_1| = (E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5}.$$

Коэффициенты второй квадратичной формы равны [171]

$$L_1 = \bar{e}_1 \bar{r}_1^{\lambda\lambda} = f_2''(f_1 - R) / |\bar{n}_1|,$$

$$M_1 = \bar{e}_1 \bar{r}_1^{\lambda\mu} = -p / |\bar{n}_1|,$$

$$N_1 = \bar{e}_1 \bar{r}_1^{\mu\mu} = f_2'(f_1 - R)^2 / |\bar{n}_1|. \quad (6.12)$$

6.2. Уравнения поверхности зацепления и поверхности зубьев спироидного колеса

Для определения поверхности зацепления, а также получения ее уравнения рассмотрим эксплуатационное зацепление червяка со спироидным колесом (рис. 6.2). Введем дополнительно к имеющимся прямоугольные системы координат – неподвижную XYZ и подвижную $X_2Y_2Z_2$. Ось OZ неподвижной системы совпадает с осью O_1Z_1 системы $X_1Y_1Z_1$ и с осью вращения червяка. Положение системы $X_1Y_1Z_1$ относительно неподвижной охарактеризуем угловым параметром ее вращения – Φ_1 , отсчет которого будем производить от положительного направления оси OX . Систему $X_2Y_2Z_2$ жестко свяжем со спироидным колесом, причем ось O_2Z_2 этой системы совместим с осью вращения колеса. Начало отсчета системы $X_2Y_2Z_2$ поместим в точке O_2 , расположенной на продолжении оси OX и отстоящей на расстоянии a_w от оси вращения червяка OZ . Здесь a_w – межосевое расстояние спироидной передачи. Относительное положение осей вращения червяка и спироидного колеса определим углом скрещивания их осей – γ , причем в связи с подавляющим распространением в машиностроении ортогональных передач ограничимся рассмотрением зацепления с углом между осями $\gamma = 0,5\pi$. Вращение червяка и колеса свяжем зависимостью $\Phi_2 = u_{21}\Phi_1$, где u_{21} – передаточное отношение, а Φ_2 – угловой параметр вращения спироидного колеса, отсчитываемый от межосевого перпендикуляра O_1O_2 до положительного направления оси O_2X_2 .

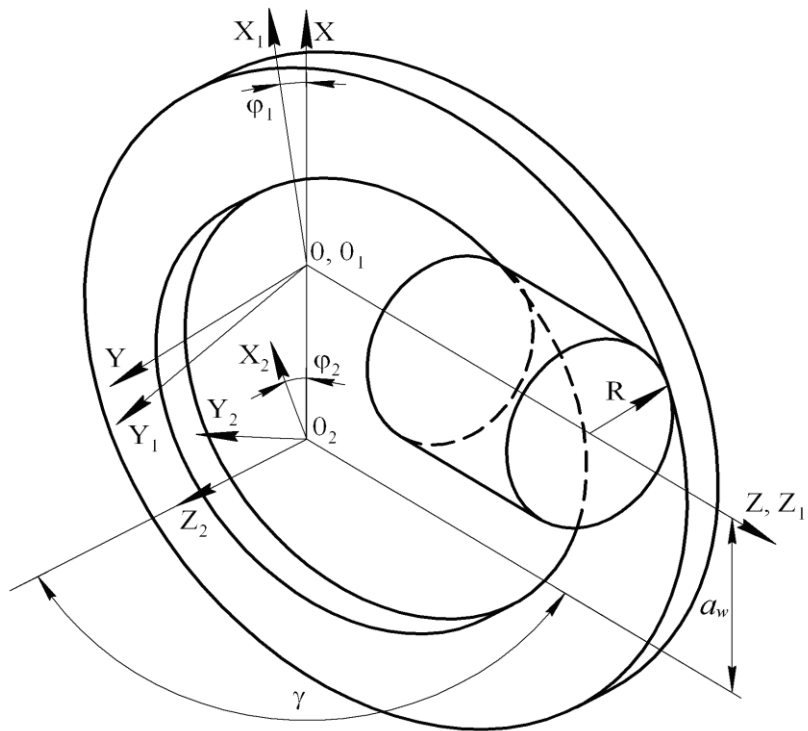


Рис. 6.2. Применяемые системы координат и начальные поверхности спиральной передачи

Поверхность зацепления, образованная как совокупность линий контакта червяка со спиральным колесом, может быть получена, если записать уравнение производящей поверхности (2.2) в неподвижной системе координат XYZ

$$\vec{r} = (\lambda, \mu, \varphi_1) = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k},$$

здесь $x = -(f_1 - R)\sin(\mu + \varphi_1),$

$$y = (f_1 - R)\cos(\mu + \varphi_1),$$

$$z = f_2 + p\mu.$$

Для образования сопряженного зацепления необходимо, чтобы

вектор скорости относительного движения \bar{V}_1^{12} находился в общей касательной плоскости к поверхностям звеньев, то есть выполнялось условие

$$\bar{n}\bar{V}^{(12)} = 0,$$

которое в теории зацепления называют уравнением зацепления.

Проекции вектора скорости относительного движения могут быть определены с использованием [156] и записаны в виде проекций на оси координат системы $X_1Y_1Z_1$ таким образом

$$\begin{aligned} V_{1x}^{(12)} &= -(f_1 - R)\cos\mu - (f_2 + p\mu)u_{21}\cos\varphi_1, \\ V_{1y}^{(12)} &= -(f_1 - R)\sin\mu + (f_2 + p\mu)u_{21}\sin\varphi_1, \end{aligned} \quad (6.15)$$

$$V_{1z}^{(12)} = u_{21}[(f_1 - R)\sin(\mu + \varphi_1) + a_w].$$

Используя соотношения (6.8), (6.9), (6.10) и (6.15), получаем уравнение зацепления в виде

$$\begin{aligned} F(\lambda, \mu, \varphi_1) &= (f_1 - R)[a_w - p/u_{21} - (f_1 - R)\sin(\mu + \varphi_1)] \\ &+ (f_2 + p\mu)[p\cos(\mu + \varphi_1) - f_2'(f_1 - R)\sin(\mu + \varphi_1)] = 0. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Полученное уравнение зацепления совместно с уравнением производящей поверхности (6.13) аналитически описывает поверхность зацепления.

Для определения качественных показателей зацепления потребуются значения частных производных уравнения (6.16) по параметрам λ , μ и φ_1 . Выражения для их определения могут быть представлены следующим образом

$$\begin{aligned} F^\lambda &= u_{21}\{a_w - 2(f_1 - R)\sin(\mu + \varphi_1) - p/u_{21} - (f_2 + p\mu)\sin(\mu + \varphi_1) \\ &+ f_2'\} - f_2'[p\cos(\mu + \varphi_1) + f_2'(f_1 - R)], \end{aligned}$$

$$F^{\mu} = u_{21} \{ (f_2 + p\mu) [p \sin(\mu + \varphi_1) - f_2'(f_1 - R) \cos(\mu + \varphi_1)] - p [\cos(\mu + \varphi_1) + f_2'(f_1 - R) \sin(\mu + \varphi_1)] - (f_1 - R)^2 \cos(\mu + \varphi_1) \} \quad (6.17)$$

$$F^{\varphi_1} = u_{21} \{ (f_2 + p\mu) [p \sin(\mu + \varphi_1) - f_2'(f_1 - R) \cos(\mu + \varphi_1)] - p [\cos(\mu + \varphi_1) + f_2'(f_1 - R) \sin(\mu + \varphi_1)] - (f_1 - R)^2 \cos(\mu + \varphi_1) \}$$

Поверхность зубьев спироидного колеса, которая образуется огибанием производящей поверхности, получим используя формулы перехода от системы $X_1 Y_1 Z_1$ к системе $X_2 Y_2 Z_2$ [156] для записи в ней радиуса-вектора (6.2)

$$\bar{r}_2 = x_2 \bar{i} + y_2 \bar{j} + z_2 \bar{k},$$

$$x_2 = -(f_1 - R) \cos \varphi_2 \sin(\mu + \varphi_1) - (f_2 + p\mu) \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2,$$

$$y_2 = (f_1 - R) \sin \varphi_2 \sin(\mu + \varphi_1) - (f_2 + p\mu) \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2 \quad (6.18)$$

$$z_2 = (f_1 - R) \cos(\mu + \varphi_1).$$

При исследовании различных разновидностей зацеплений необходимо анализировать форму и расположение контактных линий. Их можно получить при фиксированном значении φ_1 и совместном рассмотрении уравнений (6.13) и (6.16).

6.3. Качественные показатели нагрузочной способности зацепления

Как уже указывалось выше, для оценки качества различных видов зацеплений в настоящее время разработан и существует ряд геометро-кинематических показателей. С их помощью можно охарактеризовать геометрические условия контактирования и условия образования масляного клина. Приведем некоторые из

них, которые будут использованы при синтезе и анализе спироидного зацепления.

6.3.1. Суммарная скорость перемещения контактных линий в перпендикулярном к ним направлении

Одним из важных факторов, определяющих несущую способность зацепления, являются благоприятные условия для образования масляного клина, которые во многом зависят от скорости перемещения контактных линий в направлении, перпендикулярном их собственному. Этот показатель часто называют суммарной скоростью качения. Чем выше значение этой скорости, тем благоприятнее условия контактирования [116, 122].

Вектор суммарной скорости может быть определен как

$$\bar{V}_{\Sigma} = \bar{V}_1 + \bar{V}_2,$$

где \bar{V}_1 и \bar{V}_2 – векторы скоростей движения контактных точек по поверхностям зубьев зацепляющихся звеньев 1 и 2.

Так как

$$\bar{V}_2 = \bar{V}_1 + \bar{V}^{(12)},$$

то вектор суммарной скорости можно представить как

$$\bar{V}_{\Sigma} = 2\bar{V}_1 + \bar{V}^{(12)}.$$

При вычислении значения этой скорости можно использовать зависимость, использованную, например в [114]

$$V_{\Sigma} = \frac{2F^{\varphi_1} (E_1 G_1 - F_1^2) + \bar{r}_1^{\lambda} \bar{V}_1^{(12)} (F_1 F^{\mu} - G_1 F^{\lambda}) - \bar{r}_1^{\mu} \bar{V}_1^{(12)} (E_1 F^{\mu} - F_1^2)}{(E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5} \left[E_1 (F^{\mu})^2 - 2F_1 F^{\lambda} F^{\mu} + G_1 (F^{\mu})^2 \right]^{0,5}} \quad (6.22)$$

6.3.2. Приведенная кривизна контактирующих поверхностей зубьев

Приведенная кривизна, являющаяся геометрической характеристикой контактирующих поверхностей зубьев, определяет их контактную прочность, а также влияет на условия смазки [116]. Уменьшение приведенной кривизны снижает контактные давления и улучшает стабильные условия существования смазочного слоя. При анализе зацеплений обычно определяют приведенную кривизну в направлении, перпендикулярном контактной линии.

Воспользовавшись результатами работы [80], получим зависимость для нахождения приведенной кривизны в направлении, перпендикулярном единичному вектору \bar{t} , в виде

$$k_{np} = -\frac{(\bar{t}\bar{\tau})^2}{\Delta},$$

где

$$\Delta = \begin{vmatrix} E_1 & F_1 & \bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)} \\ F_1 & G_1 & \bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)} \\ F^\lambda & F^\mu & F^{\phi_1} \end{vmatrix}.$$

Так как определение приведенной кривизны необходимо производить в направлении, перпендикулярном контактной линии, будем считать, что вектор \bar{t} совпадает с единичным вектором касательной к ней, этот вектор равен

$$\bar{t} = \bar{\tau} = \frac{\bar{r}_1^\lambda F^\mu - \bar{r}_1^\mu F^\lambda}{\left[E_1 (F^\mu)^2 - 2F_1 F^\lambda F^\mu + G_1 (F^\lambda)^2 \right]^{0,5}}. \quad (6.24)$$

Раскрыв определитель и произведя преобразования, получаем

$$k_{np} = \frac{E_1(F^\mu)^2 - 2F_1F^\lambda F^\mu + G_1(F^\lambda)^2}{\left[F^{\varphi_1}(E_1G_1 - F_1^2) + \bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}(F_1F^\mu - G_1F^\lambda) + \bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}(F_1F^\lambda - E_1G_1)\right]}$$

6.3.3. Угол между вектором относительной скорости и направлением контактной линии

Характер расположения контактных линий оказывает существенное влияние на создание благоприятных условий смазки в зацеплении и нагрузочную способность. Угол между вектором относительной скорости и касательной к контактной линии является той характеристикой, которая и определяет этот показатель. Как указано, например в [122], чем ближе этот угол приближается по своей величине к прямому, тем выше несущая способность зацепления.

Для определения величины указанного угла можно воспользоваться соотношением, приведенным в работе [80]

$$tg\nu = \frac{|\bar{\tau}_1 \times \bar{V}_1^{(12)}|}{\bar{\tau}_1 \bar{V}_1^{(12)}},$$

которое после соответствующих преобразований может быть записано в виде

$$tg\nu = \frac{\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}(F_1F^\mu - G_1F^\lambda) - \bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}(E_1F^\mu - F_1F^\lambda)}{\left[\left(\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}\right)F^\lambda - \left(\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}\right)F^\mu\right]\left(E_1G_1 - F_1^2\right)^{0,5}}.$$

6.3.4. Условие отсутствия подрезания зубьев колеса

Подрезание, суть которого заключается в образовании на зубьях колеса еще одной огибающей поверхности, ограниченной ребром возврата, носит характер явления, ухудшающего

характеристики зацепления. Подрезанные участки зубьев имеют пониженную изгибную прочность, уменьшаются размеры поля зацепления, снижается коэффициент перекрытия. Во избежание этого размеры звеньев необходимо ограничивать положением упомянутого ребра возврата.

Для нахождения положения точек предельной кривой на поверхности витка червяка, определяющих ребро возврата [156], необходимо совместно решить уравнения (6.2) и (6.16) с уравнением

$$\begin{vmatrix} F^\lambda & F^\mu & F^{\varphi_1} \\ r_{1x}^\lambda & r_{1x}^\mu & V_{1x}^{(12)} \\ r_{1y}^\lambda & r_{1y}^\mu & V_{1y}^{(12)} \end{vmatrix} = 0,$$

где r_{1x}^λ , r_{1y}^λ и r_{1x}^μ , r_{1y}^μ – проекции векторов (6.3) и (6.4) на координатные оси системы $X_1Y_1Z_1$

$V_{1x}^{(12)}$, $V_{1y}^{(12)}$ – проекции вектора относительной скорости на оси той же системы координат.

При исследовании зацеплений по качественным показателям наличие подрезания зубьев колеса можно определить по изменению знака перед приведенной кривизной в пределах исследуемого поля зацепления. В предельных точках на производящей поверхности $k_{np} = \infty$, что указывает на то, что здесь имеет место подрезание.

6.3.5. Коэффициент перекрытия

Коэффициент перекрытия является важным показателем передачи, позволяющим определить среднее количество пар зубьев, участвующих в одновременном зацеплении. С увеличением коэффициента перекрытия повышается нагрузочная способность и улучшается плавность работы за счет увеличения суммарной длины контактных линий.

Величину коэффициента перекрытия можно определить как

отношение угловой продолжительности зацепления к угловому шагу витков червяка

$$\varepsilon = \frac{(\varphi_{1k} - \varphi_{1H})z_1^*}{2\pi}.$$

здесь φ_{1H} – угол поворота червяка, соответствующий началу его контакта с зубьями колеса,

φ_{1k} – угол поворота, соответствующий окончанию контакта,

z_1^* – число заходов червяка.

6.4. Расчетные критерии нагрузочной способности

Нагрузочная способность передач зацеплением, в том числе спироидных, является одной из основных характеристик зубчатого механизма, определяющей его работоспособность и характеризующая в конечном счете прочность и износостойкость его элементов. Перечисленные выше геометро-кинематические показатели дают возможность охарактеризовать условия контактирования в зацеплении, однако эта оценка является лишь косвенной. В число факторов, определяющих несущую способность, входят процессы, лежащие в основе поверхностного взаимодействия витков червяка и зубьев колеса [10, 196]. Существуют различные теории, описывающие процессы контактирования и позволяющие расчетным путем определить несущую способность передачи [61]. Сравнительная оценка нагрузочной способности передач производится по величине крутящего момента, который она может передавать без наступления разрушения зубьев.

Рассмотрим зацепление одной пары рабочих поверхностей зубьев (рис. 6.3).

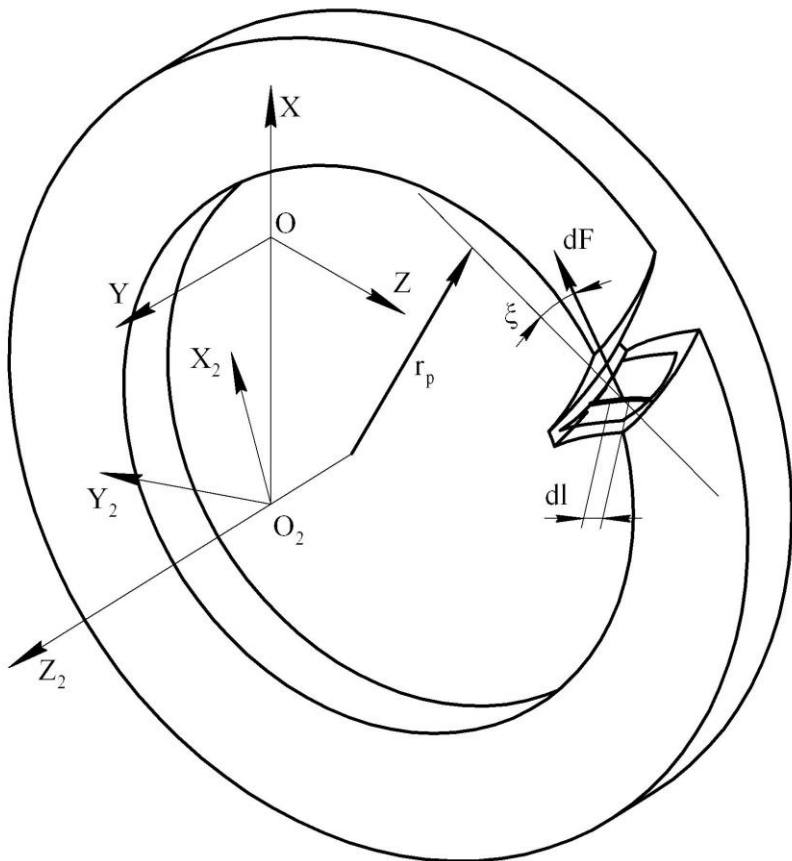


Рис. 6.3. Зацепление рабочих поверхностей звеньев спиральной передачи

Элементарный крутящий момент на спиральном колесе, создаваемый элементарным участком dl длины контактной линии под действием элементарной нормальной силы dF , равной $dF = p dl$, может быть определен

$$dT = pr_p \cos \xi dl,$$

где p – нормальная нагрузка на единицу длины контактной

линии,

r_p – плечо приложения силы dF относительно оси спироидного колеса,

ξ – угол между направлением действия силы dF и плоскостью, перпендикулярной оси колеса.

Выражение (6.30) справедливо в предположении, что вследствие приработки поверхностей зубьев происходит выравнивание контактных напряжений вдоль контактных линий по всему полю зацепления.

Суммарный крутящий момент определится суммированием отдельных крутящих моментов вначале по длине контактных линий, а затем по всем одновременно существующим контактным линиям.

$$T = \sum_{i=1}^n \int p r_p \cos \xi dl.$$

Со сравнительно небольшой погрешностью можно считать, что $\cos \xi = 1$, тогда

$$T = \sum_{i=1}^n \int p r_p dl.$$

При исследовании спироидных передач с одинаковыми размерами колес оценку нагрузочной способности можно производить по величине полной нормальной силы

$$F_N = \sum_{i=1}^n \int p dl.$$

Сравнительная оценка нагрузочной способности передач может производиться по условию контактной прочности и на предотвращение заедания.

Расчетный критерий Г. Ниманна [61], основанный на применении формулы Герца-Беляева, дает значение величины нагрузки на единицу длины контактной линии из условия

контактной прочности

$$p = c_1 k_{np}^{-1}.$$

Процесс взаимодействия зубьев передачи происходит в среде смазки, существенно влияющей на характер контактирования. Поведение смазки в зоне контакта описывает теория контактно-гидродинамического трения [116]. Критерий Г. Ниманна и Дэвиса [61], дающий значение нагрузки при переходе к граничному трению, выглядит следующим образом

$$p = c_2 \left[\frac{V_{\Sigma}^{2,5}}{V_{\Sigma}^2 + 1,238(V^{(12)})^2} \right]^{0,667} k_{np}^{-1}. \quad (6.33)$$

Нормальная нагрузка при работе передачи в режиме граничного трения определяется противозадирной стойкостью рабочих поверхностей зубьев. В этом случае обычно используют критерий Г. Блока [61]

$$p = c_3 [V^{(12)}]^{-0,667} k_{np}^{-1}.$$

В зависимостях (6.32), (6.33) и (6.34) c_1, c_2 , и c_3 – постоянные коэффициенты, учитывающие физические свойства материалов передачи и смазки; k_{np} – приведенная кривизна контактирующих поверхностей зубьев; V_{Σ} – суммарная скорость перемещения контактных линий; $V^{(12)}$ – относительная скорость.

Для определения длины участка контактной линии dl можно использовать зависимость [171]

$$dl = \left[E_1 (d\mu/d\lambda)^2 + 2F_1 (d\mu/d\lambda) + G_1 \right]^{0,5} d\lambda, \quad (6.35)$$

где $d\mu/d\lambda$ – отношение дифференциалов, определяющее на поверхности зацепления направление контактной линии. Для его определения необходимо записать полный дифференциал уравнения зацепления (6.16)

$$dF = F^\lambda d\lambda + F^\mu d\mu + F^\varphi d\varphi = 0.$$

Так как контактные линии определяются при $\varphi = \text{const}$, то $d\varphi = 0$, следовательно

$$d\mu/d\lambda = -F^\lambda/F^\mu,$$

откуда имеем

$$dl = \left[E_1 (d\lambda/d\mu)^2 - 2F_1 (d\lambda/d\mu) + G_1 \right]^{0,5} d\lambda, \quad (6.36)$$

В предположении, что звенья исследуемых спироидных передач изготавливаются из одних и тех материалов и одинаковы условия их смазки, с учетом выражений (6.31), (6.32), (6.33), (6.34) и (6.36) получим зависимости для вычисления расчетных критериев нагрузочной способности

$$Q_{N1} = \sum_{i=1}^n \int_{\lambda_{1i}^{\min}}^{\lambda_{1i}^{\max}} k_{np}^{-1} \left[E_1 (d\lambda/d\mu)^2 - 2F_1 (d\lambda/d\mu) + G_1 \right]^{0,5} d\lambda,$$

$$Q_{N2} = \sum_{i=1}^n \int_{\lambda_{1i}^{\min}}^{\lambda_{1i}^{\max}} \left\{ V_\Sigma^{2,5} / \left[V_\Sigma^2 + 1,238 (V^{(12)})^2 \right] \right\}^{0,667} k_{np}^{-1} \left[E_1 (d\lambda/d\mu)^2 - 2F_1 \right]$$

,

$$Q_{N3} = \sum_{i=1}^n \int_{\lambda_{1i}^{\min}}^{\lambda_{1i}^{\max}} \left[V^{(12)} \right]^{-0,667} k_{np}^{-1} \left[E_1 (d\lambda/d\mu)^2 - 2F_1 (d\lambda/d\mu) + G_1 \right]^{0,5} d\lambda$$

(6.37)

здесь λ_{1i}^{\min} и λ_{1i}^{\max} – значения параметра, соответствующие крайним точкам линии контакта.

Поле зацепления А исследуемой спироидной передачи (рис. 6.4) представляет собой область поверхности зацепления,

ограниченную следующими поверхностями: наружной цилиндрической поверхностью червяка – 1, плоской поверхностью спироидного колеса – 2, наружной – 3 и внутренней – 4 цилиндрическими поверхностями колеса. Уравнения этих поверхностей можно представить в виде

$$x^2 + y^2 - r_{a1}^2 = 0,$$

$$|y| - (r_{a1} - 2m) = 0,$$

$$(x + a_w)^2 + z^2 - r_{e2}^2 = 0,$$

(6.38)

$$(x + a_w)^2 + z^2 - (r_{e2} - b_2)^2 = 0,$$

здесь r_{a1} – радиус вершин витков червяка;

m – модуль зацепления;

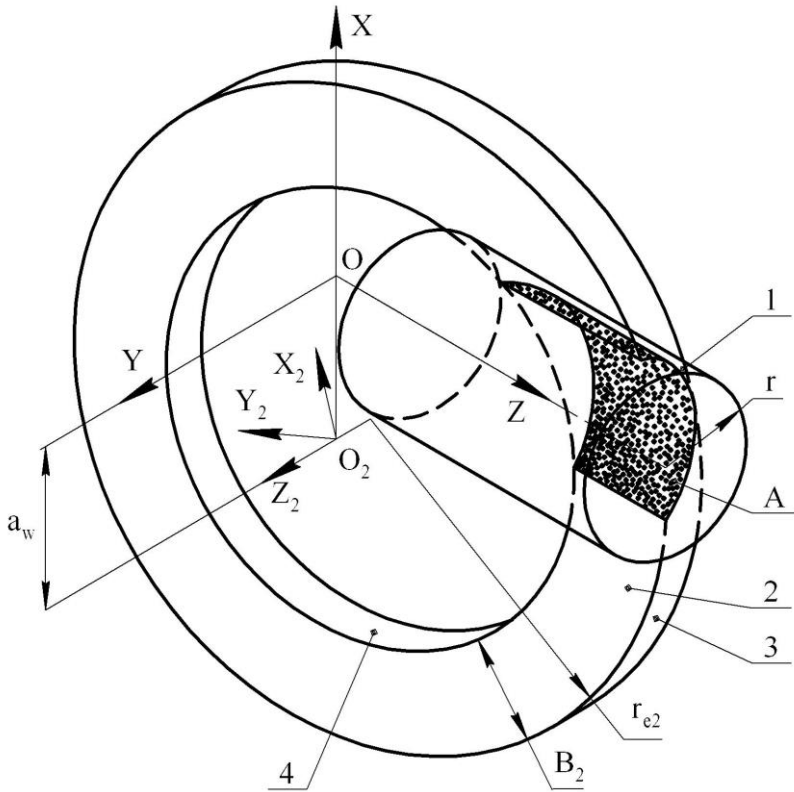


Рис. 6.4. Границы поля зацепления цилиндрической спиральной передачи

r_{e2} – внешний радиус венца спирального колеса;

a_w – межосевое расстояние передачи;

b_2 – ширина венца спирального колеса.

6.5. Дифференциальное уравнение для синтеза спироидных передач по заданному значению приведенной кривизны

Выражения (6.22), (6.25) и (6.27) позволяют вычислить значения основных геометро-кинематических показателей зацепления, зависящих от формы рабочих поверхностей зубьев. Для получения дифференциального уравнения с целью синтеза зацепления по заданному значению приведенной кривизны использовано соотношение (6.25). При заданном качественном показателе k_{np} это соотношение представляет собой дифференциальное уравнение относительно функции f_2 , описывающей геометрию витков червяка. Входящие в это уравнение параметры a_w, u_{21}, p и R являются независимыми, следовательно, для решения его нужны уравнения связи между зависимыми переменными – λ, μ и Φ_1 . Одно из таких уравнений – это уравнение зацепления (6.16), второе – уравнение кривой на поверхности зацепления, где качественный показатель, по которому производится синтез, имеет заданное значение.

Для получения дифференциального уравнения, позволяющего синтезировать передачи по заданному значению приведенной кривизны в зацеплении, используем выражение (6.25). Из частных производных уравнения зацепления (6.16) только F^λ содержит вторую производную функции f_2 . С учетом этого запишем выражение (2.25) в виде квадратного уравнения относительно F^λ

$$\left(F^\lambda\right)^2 + 2AF^\lambda + B = 0,$$

где

$$A = \frac{k_{np} \left(E_1 G_1 - F_1^2\right)^{0,5} \left[\left(\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}\right) G_1 - \left(\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}\right) F_1 \right] - 2F_1 F^\mu}{2G_1}$$

(6.40)

$$B = -\frac{k_{np} (E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5} \{ [(\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}) F_1 - (\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}) E_1] F^\mu - (E_1 G_1 - F_1^2) \}}{G_1}$$

Решениями этого уравнения являются корни

$$F^\lambda = -A \pm (A^2 - B)^{0,5}.$$

При совместном рассмотрении выражений (6.41) и (6.17) получим искомое дифференциальное уравнение

$$f_2'' = \frac{-A \pm (A^2 - B)^{0,5} - A_\kappa}{B_\kappa}, \quad (6.42)$$

где

$$A_\kappa = u_{21} \{ a_w - 2(f_1 - R) \sin(\mu + \varphi_1) - p/u_{21} - f_2'(f_2 + p\mu) \sin(\mu - f_2' [p \cos(\mu + \varphi_1) + f_2'(f_1 - R)]) \}$$

$$B_\kappa = -(f_1 - R)(f_2 + p\mu) \sin(\mu + \varphi_1) u_{21}.$$

Функция F^λ из выражения (6.41) имеет действительные значения, когда

$$A^2 - B \geq 0.$$

Представим это соотношение как функцию приведенной кривизны

$$k_{np}^2 + 2a_\kappa k_{np} + b_\kappa \geq 0,$$

$$\text{где } a_\kappa = \frac{2(E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5} [F^{\varphi_1} G_1 - (\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}) F^\mu]}{[(\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}) G_1 - (\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}) F_1]^2},$$

$$b_{\kappa} = -\frac{4(F^{\mu})^2}{\left[\left(\bar{r}_1^{\lambda} \bar{V}_1^{(12)}\right)G_1 - \left(\bar{r}_1^{\mu} \bar{V}_1^{(12)}\right)F_1\right]^2}.$$

Неравенство (6.44) имеет два решения

$$k_{np}^{(1)} \geq -a_{\kappa} + \left(a_{\kappa}^2 - b_{\kappa}\right)^{0,5},$$

$$k_{np}^{(2)} \geq -a_{\kappa} - \left(a_{\kappa}^2 - b_{\kappa}\right)^{0,5},$$

обусловленные наличием двух различных функций f_2 , описывающих осевой профиль витков червяка и являющихся корнями уравнения (6.42). Целесообразность применения того или иного профиля определяется анализом качественных показателей зацепления.

Использование для синтеза спироидной передачи заданного значения качественного показателя позволяет получить на рабочем участке поверхности зацепления благоприятные условия контакта, к которым относятся минимальная приведенная кривизна, максимальная суммарная скорость и максимальный, равный 90° , угол между вектором относительной скорости и направлением контактной линии.

С этой точки зрения необходимо производить синтез передач при условии, что заданное значение приведенной кривизны принимается минимальным.

Значения приведенной кривизны, необходимые для синтеза передач, определяются из неравенства (6.44), для которого всегда $b_{\kappa} < 0$, следовательно, знаки кривизны (6.45) всегда различны и минимальные (по абсолютной величине) из кривизн являются корнями уравнения

$$k_{np}^2 + 2a_{\kappa}k_{np} + b_{\kappa} = 0.$$

Откуда минимальные кривизны равны

$$k_{np}^{\min} = -a_k \pm (a_k^2 - b_k)^{0,5}.$$

С учетом (6.46) дифференциальное уравнение для синтеза передач по минимальным значениям приведенной кривизны принимает вид

$$f_2'' = \frac{-A - A_k}{B_k},$$

где

$$A = \frac{k_{np}^{\min} (E_1 G_1 - F_1^2)^{0,5} \left[(\bar{r}_1^\lambda \bar{V}_1^{(12)}) G_1 - (\bar{r}_1^\mu \bar{V}_1^{(12)}) F_1 \right] - 2 F_1 F^\mu}{2 G_1},$$

здесь k_{np}^{\min} – наименьшая из кривизн (6.47) по абсолютной величине.

Уравнение (6.48) позволяет получить единственное решение, дающее профиль витков червяка, при котором вдоль какой-то линии, лежащей на поверхности зацепления, выполняется условие $k_{np} = k_{np}^{\min}$.

Здесь в качестве такой линии использована кривая, проекция которой на плоскость XOY (рис. 6.5) есть прямая, проходящая через ось вращения червяка под углом ψ_1 к проекции межосевого перпендикуляра на плоскость XOY , перпендикулярную оси вращения червяка.

Уравнение связи переменных имеет в данном случае вид

$$\psi_1 = \theta = \mu + \varphi_1$$

(6.49)

Уравнение этой линии есть дополнительное уравнение связи переменных λ , μ и φ_1 .

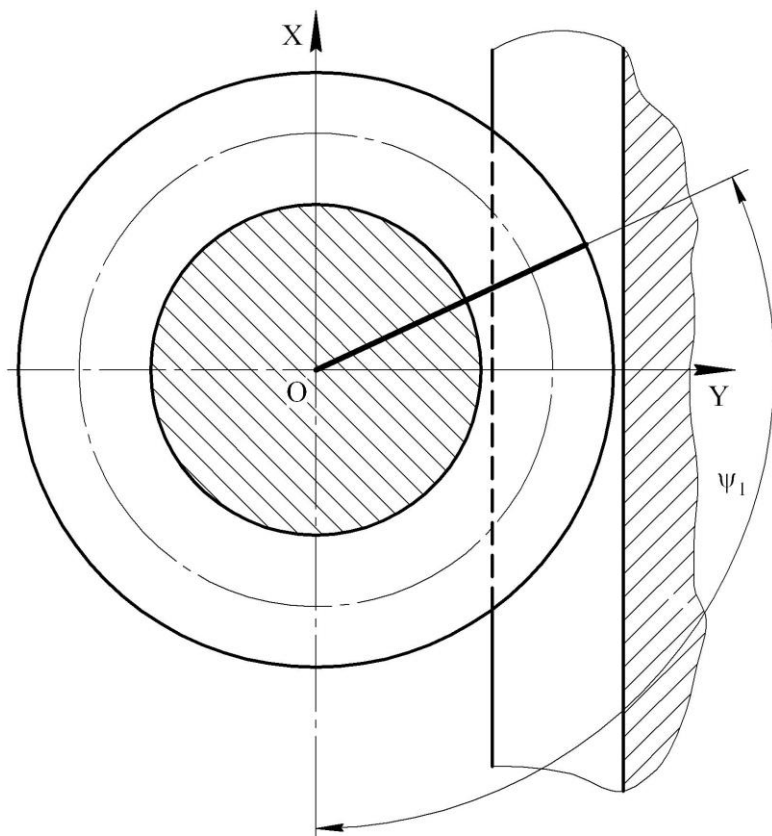


Рис. 6.5. Задание дополнительного уравнения связи параметров

Совместное рассмотрение зависимостей (6.49), (6.13) и (6.16) дает на поверхности зацепления линию, вдоль которой профиль, полученный решением уравнения (6.48), обеспечивает минимальную приведенную кривизну в зацеплении.

Выводы

1. Приведены в общем виде зависимости поверхности зацепления спироидной передачи, качественные показатели нагрузочной способности, в частности суммарная скорость перемещения контактных линий в перпендикулярном к ним направлении, приведенная кривизна контактирующих поверхностей зубьев, угол между вектором относительной скорости и направлением контактной линии, коэффициент перекрытия в зацеплении.

2. Получены в общем виде расчетные критерии для сравнительной оценки нагрузочной способности спироидных передач.

3. Приведен метод синтеза спироидного зацепления, для чего получены дифференциальные уравнения, решения которых дают профиль витков червяка в осевом сечении, обеспечивающий заданную или минимальную приведенную кривизну в зацеплении.

ГЛАВА 7. СИНТЕЗ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КАЧЕСТВЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

7.1. Решение дифференциальных уравнений при синтезе зацеплений по минимальной приведенной кривизне

С целью проведения синтеза спироидного зацепления по заданному или экстремальному значению приведенной кривизны необходимо осуществить решение дифференциальных уравнений второго порядка вида

$$f_2'' = f(f_1, f_2, f_2').$$

Ввиду того, что такого рода уравнения сложны и громоздки, их решение возможно численными методами. Для этого воспользуемся методом Рунге-Кутты [120], который позволяет получить решения с равномерным шагом интегрирования Δf_1 и погрешностью вычислений порядка $(\Delta f_1)^5$. По этому методу вычисление функции f_2 и ее первой производной f_2' в каждой точке профиля производится по зависимостям

$$f_{2i+1} = f_{2i} + f_{2i}' \Delta f_1 + (k_1 + k_2 + k_3) \Delta f_1 / 6,$$

$$f_{2i+1}' = f_{2i}' + (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \Delta f_1 / 6,$$

где $k_1 = f(f_{1i}, f_{2i}, f_{2i}') \Delta f_1,$

$$k_2 = f(f_{1i} + \Delta f_1 / 2, f_{2i} + f_{2i}' \Delta f_1 / 2, f_{2i}' + k_1 / 2) \Delta f_1,$$

$$k_3 = f(f_{1i} + \Delta f_1 / 2, f_{2i} + f_{2i}' \Delta f_1 + k_1 \Delta f_1 / 4, f_{2i}' + k_2 / 2) \Delta f_1,$$

$$k_4 = f(f_{1i} + \Delta f_1, f_{2i} + f_{2i}' \Delta f_1 + k_2 \Delta f_1 / 2, f_{2i}' + k_3) \Delta f_1,$$

$$i = 0, 1, 2, \dots, n,$$

n – число шагов интегрирования,

f_{2i}, f_{2i}' – значение функции f_2 и ее первой производной в i -той точке, f_{2i+1}, f_{2i+1}' – значение функции f_2 и ее первой производной в $(i + 1)$ -ой точке.

Для решения дифференциального уравнения необходимо задать значения функции $f_{20} = f_2(f_{10})$ и ее первой производной в начальной точке интегрирования. Значения f_{10} , $f_{20} = f_2(f_{10})$, и $f_{20}' = f_2'(f_{10})$ являются начальными условиями интегрирования при синтезе спироидного зацепления.

При решении дифференциального уравнения принято, что эта начальная точка расположена на цилиндре выступов червяка (рис.7.1). Значения параметра f_{10} определяются величиной коэффициента смещения X_1 , предел изменения которого в работе принят от 0 до (-4) , при этом коэффициент диаметра червяка α изменяется от 8 до 14.

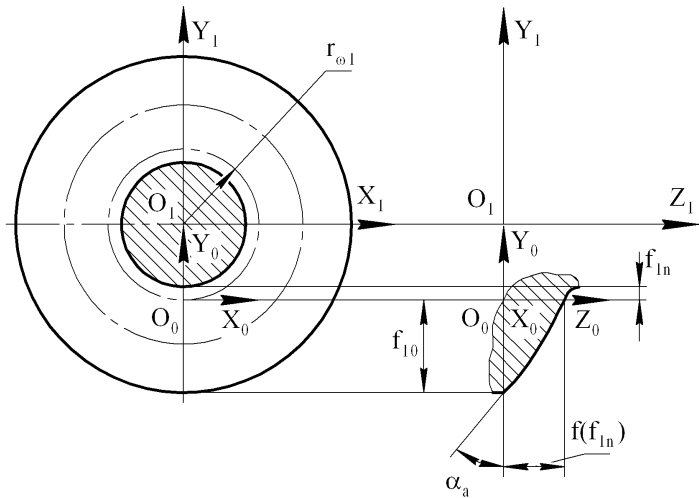


Рис. 7.1. Определение начальных условий интегрирования дифференциального уравнения

Значение f_{20} определяет положение начальной точки профиля осевого сечения витка червяка вдоль его оси и не оказывает влияния на условия контактирования в передаче, принято $f_{20} = 0$.

Величина первой производной f_{2i}' является тангенсом текущего угла профиля α витков червяка в осевом сечении. Так как спироидная передача имеет несимметричный профиль витка, то пределы изменения угла при вершине витка α_a различны для левой и правой сторон и составляют соответственно $35^\circ \leq \alpha_{aL} \leq 50^\circ$ для левой и $-9^\circ \leq \alpha_{aR} \leq -13^\circ$ для правой. Знак первой производной f_{2i}' или угла α определяет исследуемую сторону витка.

На синтезированный профиль значительное влияние оказывает положение линии, вдоль которой производится решение дифференциального уравнения (рис. 7.2).

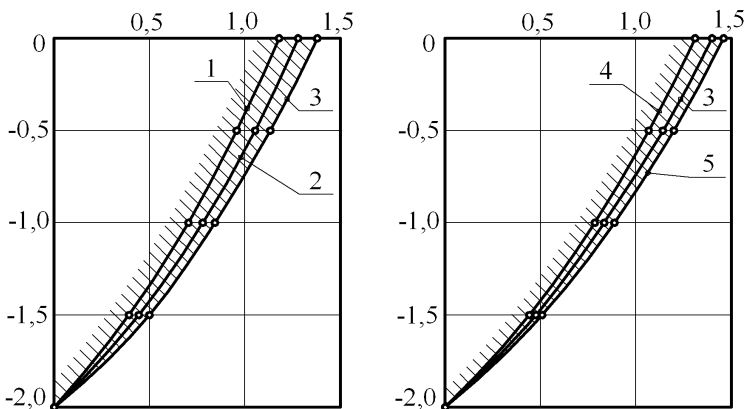


Рис. 7.2. Проекция осевого сечения витков червяка синтезированных передач:

1. $\psi_1 = 76^\circ$, $f_{20}' = 0,84$; 2. $\psi_1 = 76^\circ$, $f_{20}' = 0,92$;
3. $\psi_1 = 76^\circ$, $f_{20}' = 1,0$; 4. $\psi_1 = 65^\circ$, $f_{20}' = 1,0$;
5. $\psi_1 = 85^\circ$, $f_{20}' = 1,0$

Здесь видно, что при одних и тех же начальных условиях интегрирования изменение угла ψ_1 позволяет получить различные профили. Для исследованных в работе передач величина этого параметра изменяется в пределах $35^\circ \leq \psi_1 \leq 150^\circ$ для левой стороны витка профиля и $110^\circ \leq \psi_1 \leq 124^\circ$ для правой.

Различные значения этого параметра могут обеспечить получение выпуклого, вогнутого и выпукло-вогнутого профилей витков червяка.

7.2. Характеристики исследуемых спироидных передач

С целью сравнения для численного анализа и синтеза спироидных передач в работе использована базовая цилиндрическая ортогональная спироидная передача, имеющая следующие основные геометрические параметры: межосевое расстояние, приведенное к единичному модулю зацепления $a_w/m = 16,67$ мм, число витков червяка $z_1 = 1$, число зубьев спироидного колеса $z_2 = 36$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$, коэффициент смещения $x_1 = 0$. Профиль червяка в осевом сечении выпукло-вогнутый, боковые поверхности его очерчены дугами окружностей, левая – выпуклая, радиусом $\rho_L = 11,67$ мм с углом профиля на делительном цилиндре $\alpha_L = 32,5^\circ$, правая – вогнутая, имеет радиус $\rho_R = 15$ мм и делительный профильный угол $\alpha_R = 15^\circ$. С целью упрощения вычислений при сравнительном анализе и синтезе передач модуль зацепления принят равным $m = 1$ мм. Кроме того, одинаковыми приняты размеры аксоидов, в частности, начальный радиус червяка $r_{\omega 1} = 4$ мм, внешний диаметр d_{e2} и ширина венца b_2 спироидного колеса, а также расстояние ближнего торца нарезанной части червяка от межосевого перпендикуляра B_1 и длина нарезанной части червяка b_1 .

Численный синтез спироидных передач производился по минимальной приведенной кривизне как показателю, в наибольшей степени влияющему на контактную прочность поверхностей зубьев передачи. Для решения дифференциального уравнения, определяющего координаты точек осевого профиля витков червяка, принят следующий алгоритм:

- назначение начальных условий интегрирования – f_{10}, f_{20}, f_{20}' ;
- определение положения линии, отражающей уравнение связи переменных (6.49) или значение параметра θ ;
- решение уравнения зацепления (6.16) относительно параметра μ . Угол поворота червяка φ_1 вычисляется как разность между θ и μ ;
- вычисление минимальных приведенных кривизн по зависимости (6.47) и выбор наименьшей из них по абсолютной величине;
- решение дифференциального уравнения (6.48) относительно неизвестной функции $f_2(f_1)$, дающего текущую точку профиля витка червяка. При определении коэффициентов k_1, k_2, k_3 и k_4 вычисления повторяются. Решение дифференциального уравнения выполняется на отрезке, равном высоте витка червяка или двум модулям зацепления.

7.3. Анализ результатов синтеза

При использовании приведенных выше зависимостей выполнен численный анализ синтезированных передач, для которых определены координаты точек линий контакта. Исходными данными для вычислений являются значения $f_1, f_2(f_1)$ и $f_2'(f_1)$, определенные из решения дифференциального уравнения (6.48) для каждой точки осевого профиля витков червяка. Вычисления произведены в следующей последовательности:

- для фиксированных значений угла поворота червяка φ_1 набор

значений f_1 , $f_2(f_1)$ и $f_2'(f_1)$ последовательно подставляется в уравнение зацепления, которое решено относительно μ ;

– с использованием системы уравнений (6.13), (6.16) по совокупности параметров f_1 , $f_2(f_1)$, μ и φ_1 определены координаты точек линий контакта. Вычисленные значения координат проверены по условиям (6.38), ограничивающим рабочий участок поверхности зацепления:

– вычислены значения основных качественных показателей нагрузочной способности: приведенной кривизны, суммарной скорости и угла между вектором относительной скорости и направлением контактной линии. Эти параметры определены вдоль координатных линий $\lambda = \text{const}$, и $\varphi_1 = \text{const}$, поверхности зацепления;

– с учетом значений качественных показателей и геометрических характеристик поверхностей определены расчетные критерии нагрузочной способности (6.32), (6.33) и (6.34) вдоль каждой контактной линии, а затем они просуммированы с учетом многопарности зацепления.

Анализ спироидного зацепления производился отдельно для левой и правой сторон осевого сечения витка червяка.

Рассмотрим результаты синтеза и численного исследования левой стороны витка. Геометрические параметры рассматриваемых передач, начальные условия интегрирования и положение линии, задающей дополнительное уравнение связи переменных, представлены в табл. 7.1.

С целью повышения нагрузочной способности были предприняты исследования передач, имеющих увеличенный по сравнению с базовым, диаметр червяка. Анализ передач с синтезированным профилем производился в сравнении с передачами, имеющими круговой профиль витка, при одинаковых диаметрах червяка.

На рис. 7.3 показаны проекции линий контакта на торцовое сечение червяка или на плоскость XOY базовой передачи СП-1К с круговым выпуклым профилем витка в осевом сечении, а на рис. 7.5 – графики изменения основных качественных показателей вдоль контактных линий, а также вдоль оси червяка на цилиндре

выступов Γ_{a1} , делительном Γ_1 и цилиндре впадин r_{f1} . Характер расположения линий контакта в передаче можно считать благоприятным, то есть они находятся в непосредственной близости плоскости YOZ как ниже, так и выше ее и вдоль поля зацепления на всей длине червяка. Проекции контактных линий у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, более искривлены, что говорит о некотором ухудшении условий образования масляного клина в зацеплении – меньшие значения угла ν° . По мере приближения к противоположному торцу характер линий контакта изменяется, они становятся более прямыми и равномерно расположенными, то есть условия смазки улучшаются. Однако характер изменения приведенной кривизны противоположен (рис. 7.5). Приведенная кривизна контактирующих поверхностей зубьев у торца, ближнего межосевому перпендикуляру, имеет значительно более низкие значения и растет по мере удаления от него, то есть в этой зоне величины контактных напряжений имеют меньшие значения. Изменения суммарной скорости качения вдоль поля зацепления незначительны и графики, отображающие этот показатель, представляют собой почти прямые линии.

Таблица 7.1

Параметры передач при синтезе левой стороны витка червяка

Обозначение передачи	Коэффициент диаметра червяка, q	Параметры передач с круговым профилем витка				Передачи синтезированного профиля									
						начальные условия интегрирования				координаты профиля		координаты заменяющего кругового профиля			
		ρ_L , мм	α_L °	y_0 , мм	z_0 , мм	f_{10}	f_{20}	f_{20}' (f_{10})	ψ_1 °	y_0 , мм	z_0 , мм	ρ_L , мм	α_L °	y_0 , мм	z_0 , мм
СП-1К	8	11,67	32,5°	2,0	1,284										
СП-1С						-1,0	0	0,7	135°	2,0	1,187	15,671	30,6°	2,0	1,187
СП-2К	10	11,67	35°	2,0	1,412										
СП-2С						-2,0	0	0,77	150°	2,0	1,279	13,982	32,47°	2,0	1,279
СП-3К	12	11,67	40°	2,0	1,697	-3,0									

СП-3С							0	1,0	35°	2,0	1,575	10,622	37,95°	2,0	1,578
СП-4К	14	11,67	45°	2,0	2,031	-4,0									
СП-4С							0	1,19	78°	2,0	1,8	9,186	41,43°	2,0	1,8

значительно более низкие значения и растет по мере удаления от него, то есть в этой зоне величины контактных напряжений имеют меньшие значения. Изменения суммарной скорости качения вдоль поля зацепления незначительны и графики, отображающие этот показатель, представляют собой почти прямые линии.

Однако если проанализировать изменение качественных показателей вдоль контактной линии, то есть по высоте витка червяка, то эти изменения носят существенный характер.

В целом если сравнить расположение линий контакта и характер изменения качественных показателей, например, с цилиндрической червячной передачей, то спироидная в этом отношении значительно выигрывает.

На рис. 7.4 и 7.6 представлены проекции линий контакта и графики изменения качественных показателей в передаче СП-1С. Отличие этой передачи от вышерассмотренной СП-1К заключается в том, что профиль осевого сечения витка червяка получен синтезом по минимальной приведенной кривизне. Были предприняты попытки заменить полученный синтезом профиль участком параболы. Результаты численного анализа этой передачи говорят о незначительных изменениях в геометрических параметрах, характеризующих профиль осевого сечения, и значениях качественных показателей.

Однако целесообразнее замена как синтезированного, так и параболического профиля более технологичным – круговым. С этой целью в программе для синтеза и численного анализа передач предусмотрены вычисления радиуса кривизны и угла профиля в текущей точке, с помощью которых находился заменяющий круговой профиль. Передача СП-1С представляет собой синтезированную передачу с круговым профилем витков. При отыскании профиля менялись начальные условия интегрирования при решении дифференциального уравнения, а именно $f_{20}'(f_{10})$ и Ψ_1 .

Синтезированная передача СП-1С отличается от базовой СП-1К большей величиной радиуса профиля $\rho_L = 15,671$ мм вместо $\rho_L = 11,67$ мм и меньшим делительным углом профиля $\alpha_L = 30,6^\circ$, у базовой $\alpha_L = 32,5^\circ$, что благоприятно

сказывается на работе передачи, так как приводит к уменьшению осевого усилия на колесе и радиального на червяке.

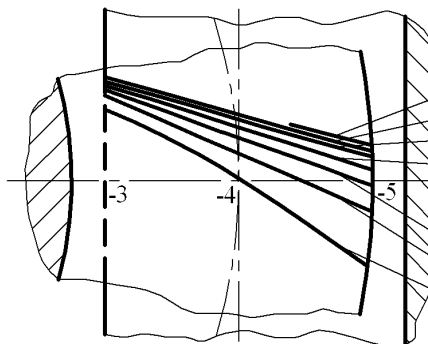


Рис. 7.3. Проекция линий
контакта левой
стороны витка червяка
передачи СП-1К

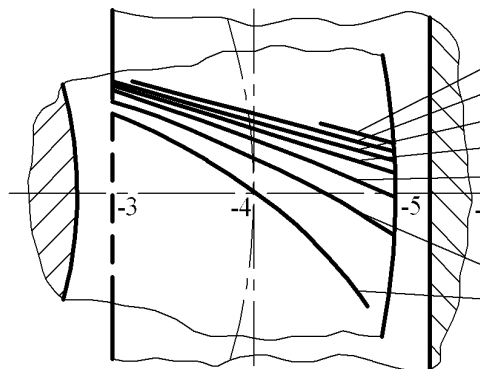


Рис. 7.4. Проекция линий
контакта левой
стороны витка червяка передачи
СП-1С

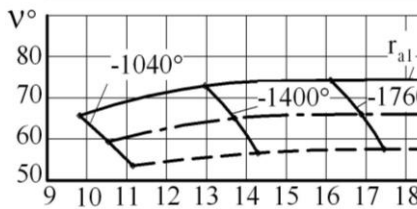
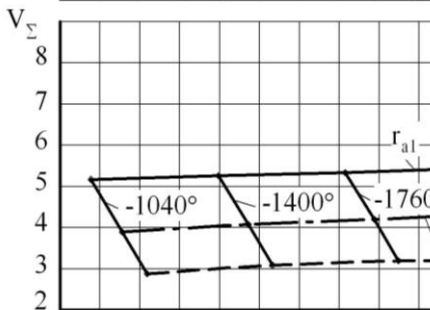
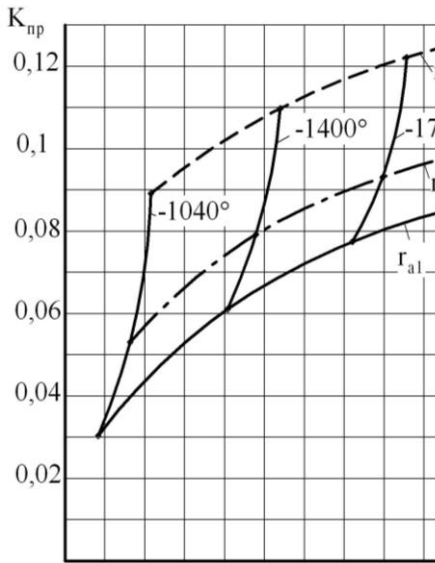


Рис.7.5. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-1К

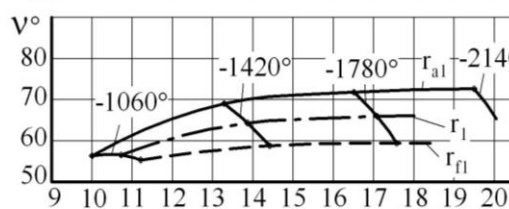
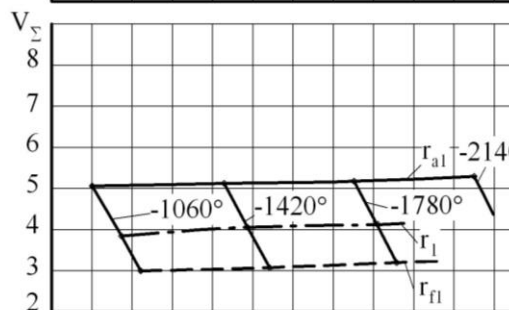
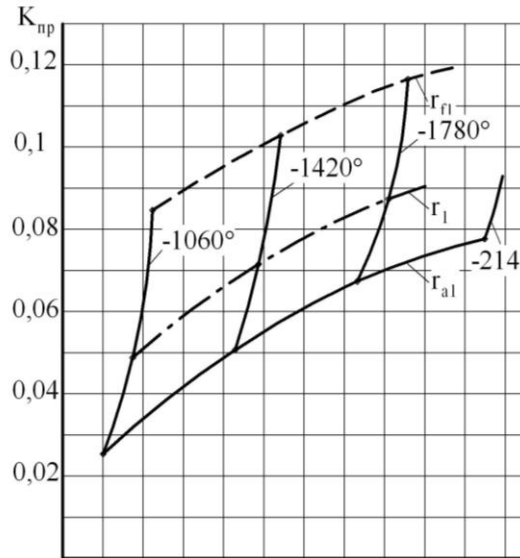


Рис. 7.6. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-1С

Характер расположения линий контакта в синтезированной передаче примерно такой же, как и в базовой. Близки также значения качественных показателей вдоль поля зацепления, но приведенная кривизна имеет несколько меньшие величины, что создает предпосылки для увеличения нагрузочной способности синтезированной передачи.

Как уже упоминалось выше, с целью повышения нагрузочной способности были исследованы передачи с увеличенным диаметром червяка. Далее проанализированы передачи с коэффициентом диаметра червяка $q=10$, профиль осевого сечения описан тем же радиусом $\rho_L=11,67$ мм, делительные углы профиля α_L составляли значения $32,5^\circ; 35^\circ; 37,5^\circ$.

Анализ графиков качественных показателей и характера расположения линий контакта для передачи с $\alpha_L=32,5^\circ$ говорит о значительной неравномерности условий контактирования на различных участках поля зацепления. Проекция линий контакта, особенно у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, сильно искривлены, и качественные показатели имеют неблагоприятные значения. Это говорит о приближении к ребру возврата на поверхности червяка и склонности передачи к подрезанию зубьев колеса в этой зоне. Анализ передач с еще меньшими значениями угла профиля подтверждает этот вывод.

На рис. 7.7 и 7.9 представлены проекции линий контакта и изменения качественных показателей передачи СП-2К с делительным углом профиля $\alpha_L=35^\circ$.

Характер расположения линий контакта аналогичен базовой передаче СП-1К, а значения качественных показателей более благоприятны. В частности, меньше величина приведенной кривизны и вдоль поля зацепления и по длине контактных линий, больше величина суммарной скорости и угла между вектором относительной скорости и направлением линии контакта. Все это говорит о том, что рассматриваемая передача должна иметь более высокую несущую способность, чем базовая. Передачу с углом профиля $\alpha_L=37,5^\circ$ характеризует более равномерное

расположение линий контакта, но вместе с тем более низкие значения качественных показателей.

Подобно тому как проводились исследования передачи с коэффициентом диаметра червяка $q = 8$, взамен передачи СП-2К была синтезирована передача СП-2С. Начальные условия интегрирования дифференциального уравнения и геометрические параметры передачи приведены в таблице 7.1. Передача СП-2С имеет выпуклый круговой профиль с радиусом $\rho_L = 13,982$ мм и делительным углом $\alpha_L = 32,47^\circ$. Рис. 7.8 и 7.10 отображают поле зацепления и качественные показатели, которые сходны по своему характеру и значениям, кроме приведенной кривизны, имеющей меньшую величину вдоль всего поля зацепления.

Следующей была подвергнута анализу разновидность передач с червяком еще большего диаметра ($q = 12$). На рис. 7.11 – 7.14 изображены характеристики этих передач.

Приемлемые результаты с точки зрения благоприятного расположения линий контакта и значений качественных показателей оказались у передач с параметрами: СП-3К – $\rho_L = 11,67$ мм и $\alpha_L = 40^\circ$; СП-3С – $\rho_L = 10,662$ мм и $\alpha_L = 37,95^\circ$. Поле зацепления обеих передач имеет несколько иной вид, чем в предыдущих передачах, так как контактные линии направлены выпуклостью в

противоположном направлении, отличаются также качественные показатели. Приведенная кривизна имеет меньшие значения и сравнительно мало отличается на головке и ножке зуба, особенно в направлении к торцу червяка, более удаленному от межосевого перпендикуляра. Величины суммарной скорости и угла ν° имеют большие значения, чем в ранее рассмотренных передачах, и сравнительно однородны по всему полю зацепления. Несколько меньшая величина приведенной кривизны в передаче СП-3С делает ее более высоконагруженной, чем передача СП-3К. Исследования левой стороны витка профиля червяка завершены анализом передач СП-4К и СП-4С. Графики изменения этих показателей и линии контакта показаны на рис. 7.15 – 7.18. Коэффициент диаметра червяка в этих передачах $q = 14$.

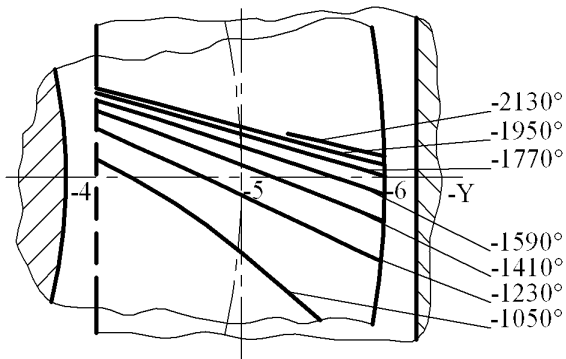


Рис. 7.7. Проекция линий контакта левой стороны витка червяка передачи СП-2К

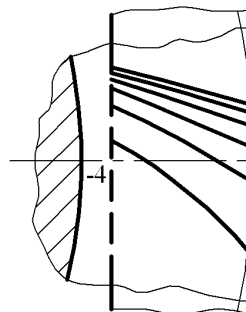


Рис. 7.8. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка

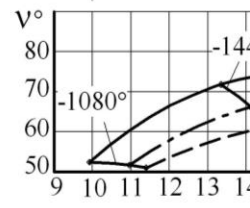
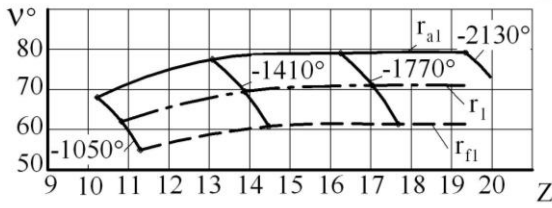
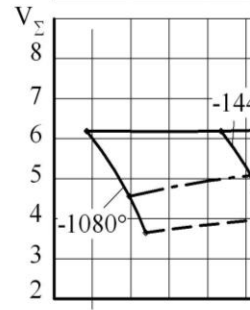
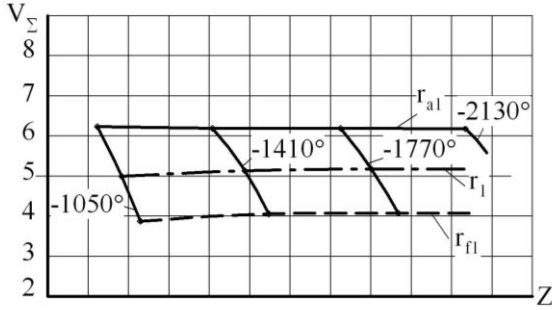
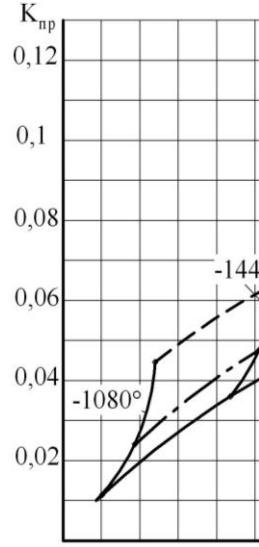
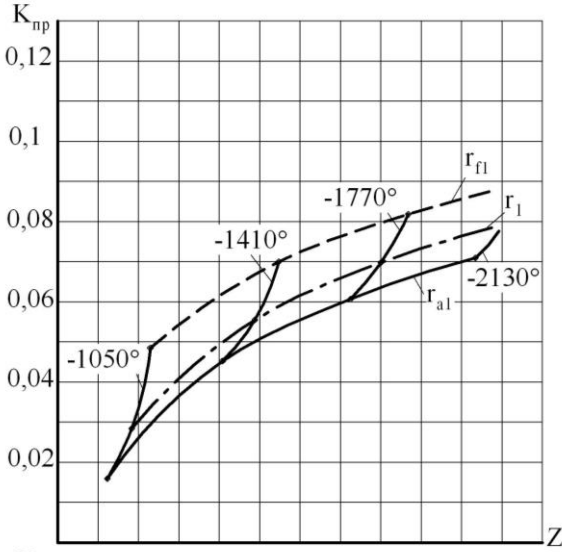


Рис. 7.9. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-2К

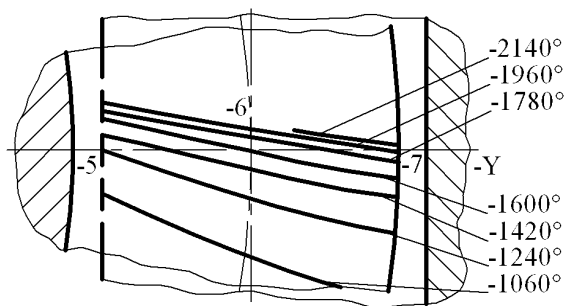


Рис. 7.11. Проекция линий контакта левой стороны витка червяка передачи СП-3К

Рис. 7.10. Качество стороны витка чер...

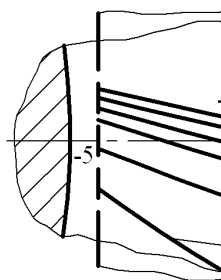


Рис. 7.12. Проекция л... витка червяка

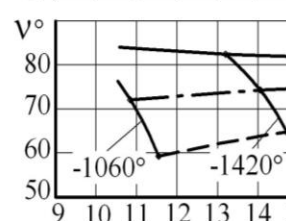
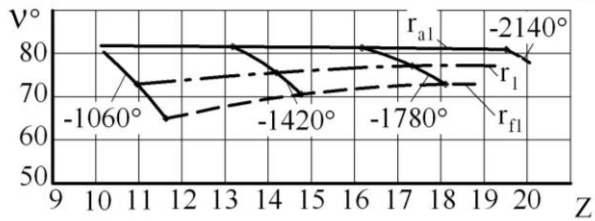
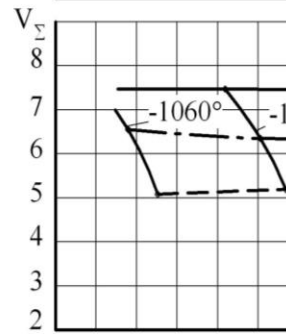
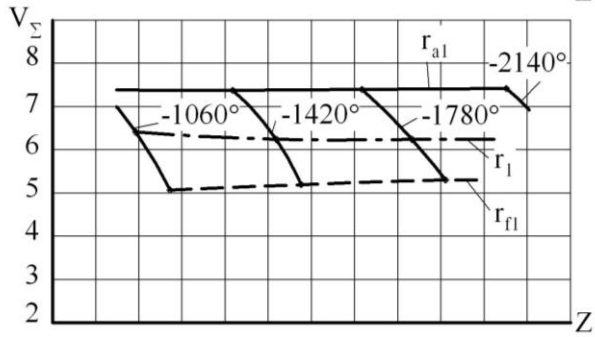
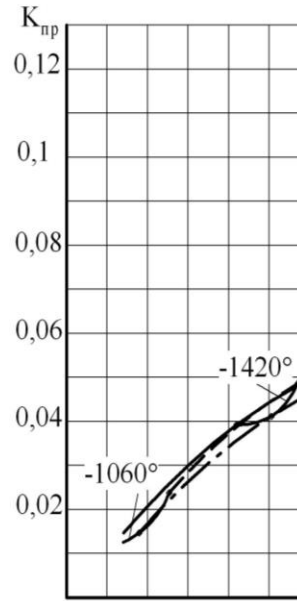
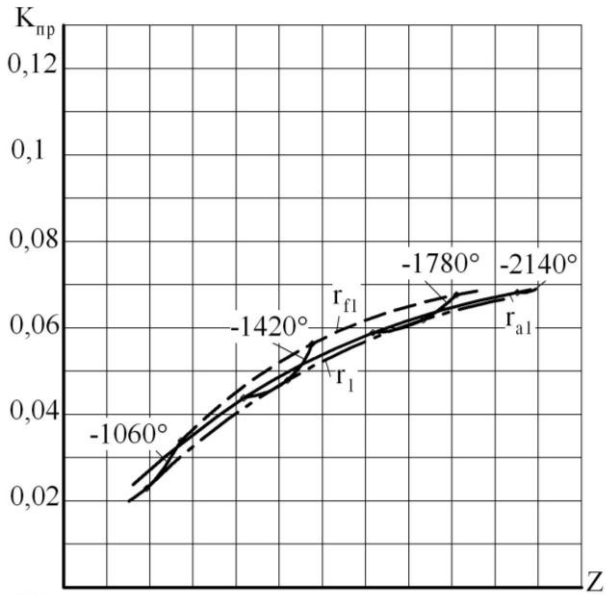


Рис. 7.13. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-3К

Рис. 7.14. Качественные показатели правой стороны витка червяка

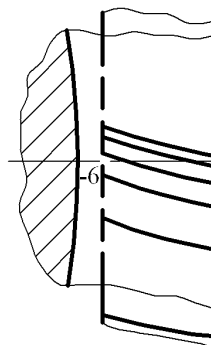
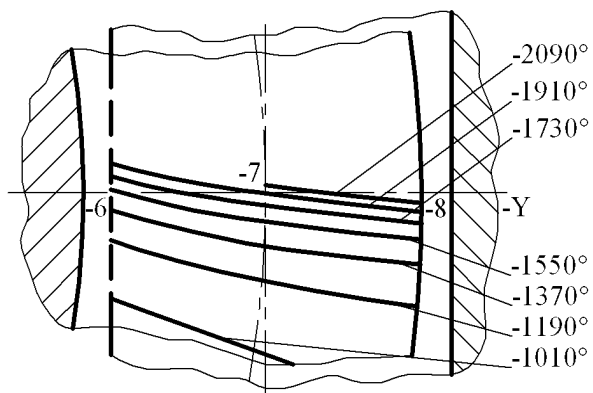


Рис. 7.15. Проекция линий контакта левой стороны витка червяка передачи СП-4К

Рис. 7.16. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка

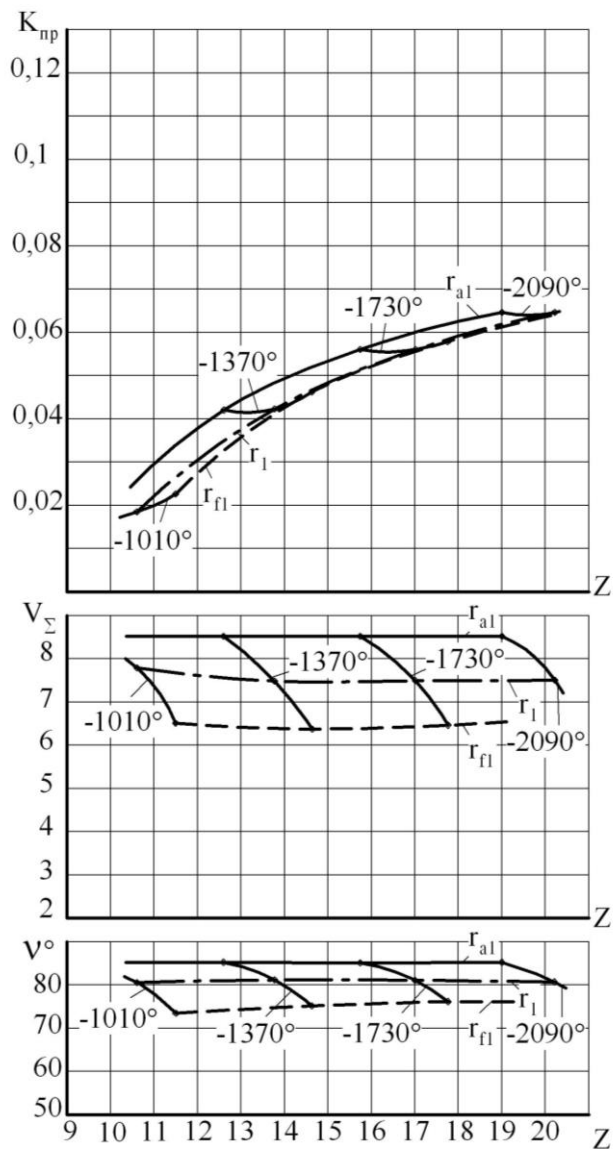


Рис. 7.17. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-4К

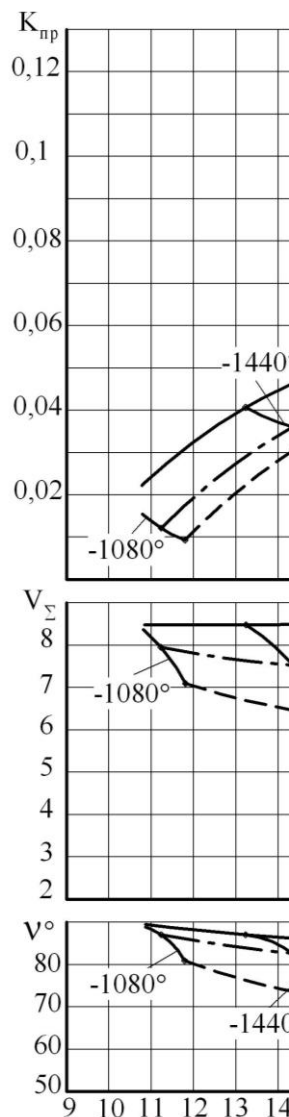


Рис. 7.18. Качественные показатели правой стороны витка червяка передачи СП-4К

Во избежание подрезания зубьев колеса угол профиля в этих передачах увеличен до $\alpha_L = 45^\circ$ и $\alpha_L = 41,43^\circ$ соответственно, радиусы профиля составляют $\rho_L = 11,67$ мм и $\rho_L = 9,186$ мм. Характер расположения линий контакта в передачах является благоприятным с точки зрения условий смазки, то есть значения угла V° близки к 90° , особенно в передаче СП-4С у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, и мало меняются вдоль поля зацепления. Максимальные значения суммарной скорости качения расположены в той же зоне и так же стабильны. И, наконец, минимальная приведенная кривизна говорит о высокой несущей способности передач.

Как уже отмечалось выше, увеличение диаметра червяка вынуждает увеличивать угол профиля витка для предотвращения подрезания зубьев колеса. С этой точки зрения дальнейшее увеличение диаметра червяка становится нецелесообразным, так как большой угол профиля является причиной большого осевого усилия на колесе и радиального на червяке, а это неблагоприятно сказывается на работе передачи. По этой причине в работе ограничились исследованием передач с червяками, имеющими коэффициент диаметра $q = 14$.

В целом, проведя исследование левой стороны витка червяка в спироидных передачах, необходимо отметить: во-первых, относительную однородность условий зацепления по всему рабочему участку поля в сравнении с другими передачами, например, цилиндрической червячной; во-вторых, более благоприятные условия у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, в зоне, опасной в связи с возможностью подрезания зубьев колеса; в-третьих, целесообразность для повышения нагрузочной способности увеличения диаметра червяка с соответствующей корректировкой геометрических параметров профиля – уменьшением радиуса и увеличением угла для предотвращения подрезания зубьев колеса.

Исследования правой стороны витка червяка, проведенные в работе, связаны с исследованием левой стороны в отношении

выбора геометрических параметров передач. Эта связь проявилась, во-первых, в анализе передач с теми же диаметрами червяка, то есть коэффициент диаметра лежал в диапазоне $8 \leq q \leq 14$, во-вторых, возрастание значения угла профиля левой стороны при увеличении диаметра червяка вынуждало уменьшать этот угол на правой стороне во избежание заострения витка на его вершине и получения конструктивного профиля. Базовая передача имела вогнутый круговой профиль, описанный радиусом $\rho_R = 15 \text{ мм}$ с делительным углом $\alpha_R = 15^\circ$.

Были исследованы два варианта передач – с вогнутым и выпуклым профилем, причем вогнутый имел такой же, как в базовой передаче, радиус 15 мм, а изменялся только угол в зависимости от диаметра червяка, выпуклый профиль синтезировался по минимальной приведенной кривизне, а затем находился заменяющий его также выпуклый круговой профиль. Геометрические параметры анализируемых передач и начальные условия интегрирования находятся в табл. 7.2.

На рис. 7.19 изображены проекции линий контакта, а на рис. 7.21 – основные качественные показатели базовой передачи СП-1К. Поле зацепления расположено вблизи плоскости YOZ большей частью ниже ее, проекции контактных линий на торцовую плоскость червяка выглядят практически прямыми линиями, расположенными почти параллельно друг другу. В сравнении с левой стороной витка червяка поле зацепления выглядит перевернутым, то есть контактные линии у торца, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, находятся выше плоскости YOZ и ниже по мере удаления к противоположному торцу. Для левой стороны эта картина носит обратный характер. Графики изменения качественных показателей говорят о сравнительно благоприятных и относительно однородных условиях зацепления. Приведенная кривизна у ближнего к межосевому перпендикуляру торца больше, чем у удаленного, кроме того, она сильно изменяется по высоте витка – ниже на головке и значительно выше по направлению к ножке. Если сравнить характер изменения приведенной кривизны вдоль поля зацепления для левой и правой сторон витка червяка, то он противоположный,

следовательно, также должна изменяться вдоль поля зацепления и нагрузочная

		Параметры передач с	Передачи синтезированного профиля
--	--	---------------------	-----------------------------------

Параметры передач при синтезе правой стороны витка червяка

чение передачи	фициент диаметра червяка, φ	вогнутым круговым профилем витка				начальные условия интегрирования				координаты профиля		координаты выпуклого кругового профиля			
		ρ_R , мм	α_R , °	y_0 , мм	z_0 , мм	f_{10}	f_{20}	f_{20}' (f_{10})	ψ_1 , °	y_0 , мм	z_0 , мм	ρ_R , мм	α_R , °	y_0 , мм	z_0 , мм
СП-1К	8	15,0	-15°	2,0	-	-1,0	0	-0,25	125°	2,0	-0,314	-13,33	-10°	2,0	-0,354
СП-1С					0,537										
СП-2К	10	15,0	-	2,0	-	-2,0	0	-0,21	112°	2,0	-0,272	-13,33	-9,2°	2,0	-0,325
СП-2С					13,3 3°										
СП-3К	12	15,0	-	2,0	-	-3,0	0	-0,18	104°	2,0	-0,198	-13,33	-8,4°	2,0	-0,296
СП-3С					11,6 7°										

СП-4К															
СП-4С	14	15,0	-10°	2,0	- 0,353	-4,0	0	-0,16	100°	2,0	-0,164	-13,33	-7,5°	2,0	-0,264

способность передачи. Абсолютные значения кривизны для правой стороны витка значительно выше, что делает ее менее нагруженной. Суммарная скорость вдоль поля зацепления, как и для левой стороны, меняется незначительно, и графики зависимости выглядят практически прямыми линиями. Довольно высокие, около $70-80^\circ$, значения угла между вектором относительной скорости и направлением контактной линии говорят об удовлетворительных условиях смазки в передаче вдоль всего поля зацепления.

Попытки заменить вогнутый круговой профиль выпуклым, полученным синтезом по минимальной приведенной кривизне, несколько изменили характер зацепления. Графики, отображающие это для передачи СП-1С, представлены на рис. 7.20 и 7.22. В частности, проекции контактных линий стали более изогнутыми на ножке витка и более наклоненными к плоскости YOZ . Уменьшилась приведенная кривизна на ножке вдоль всего поля зацепления, однако суммарная скорость и угол V° ухудшили свои значения также на ножке, особенно в направлении к удаленному торцу червяка.

Анализируя последовательно характер расположения контактных линий и графики изменения качественных показателей в передачах с вогнутым круговым профилем СП-2К, СП-3К и СП-4К при увеличении диаметра червяка (рис. 7.23, 7.25, 7.27, 7.29, 7.31 и 7.33), необходимо отметить следующие закономерности. Форма проекций линий контакта и характер их расположения остаются такими же, как и в базовой передаче, но поле зацепления постепенно перемещается вдоль положительного направления оси OX , и в передаче СП-4К оно большей частью расположено выше плоскости YOZ . Качественные показатели постепенно, по мере увеличения диаметра, улучшают свои значения с точки зрения благоприятных условий зацепления. Так, уменьшаются значения приведенной кривизны и вдоль поля зацепления и по длине линий контакта, то есть по высоте витка червяка, что сказывается на уменьшении контактных напряжений при работе передачи. Значительно растет величина суммарной скорости качения и угла между вектором относительной скорости и направлением контактной линии, который в передаче СП-4К имеет значения,

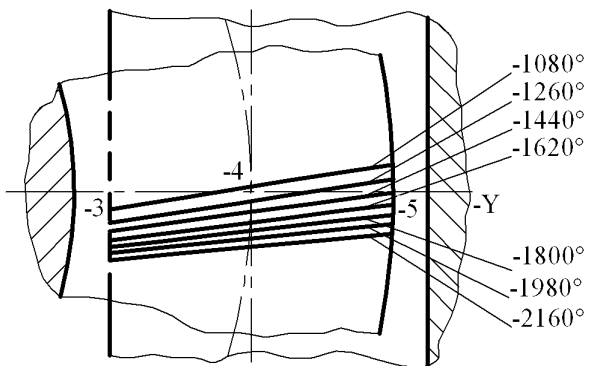


Рис. 7.19. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка передачи СП-1К

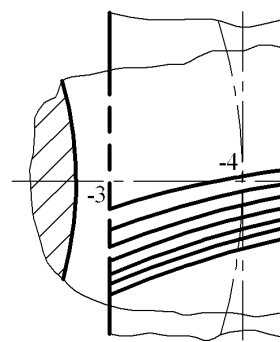


Рис. 7.20. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка

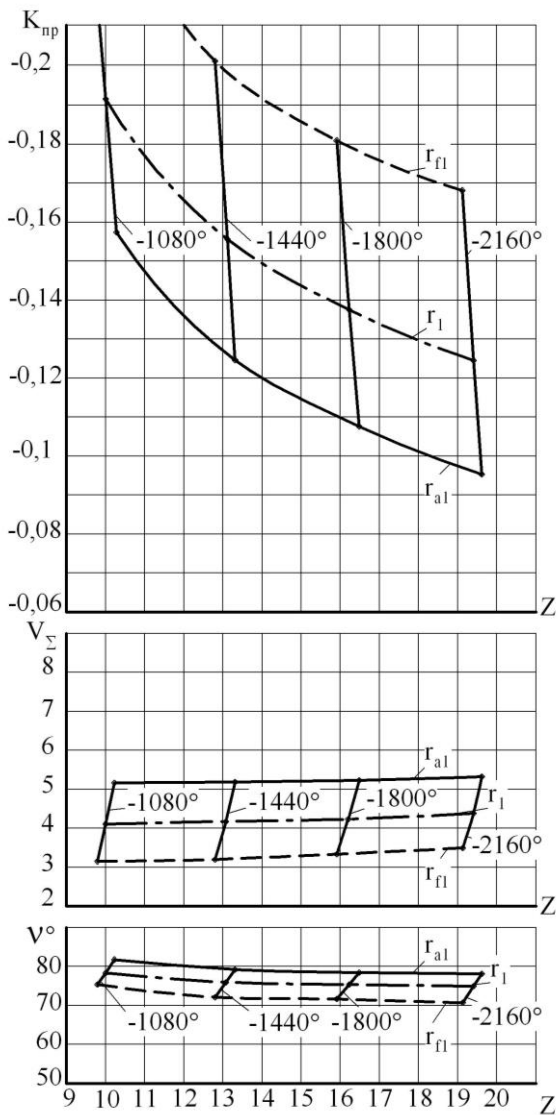


Рис. 7.21. Качественные показатели правой стороны витка червяка передачи СП-1К

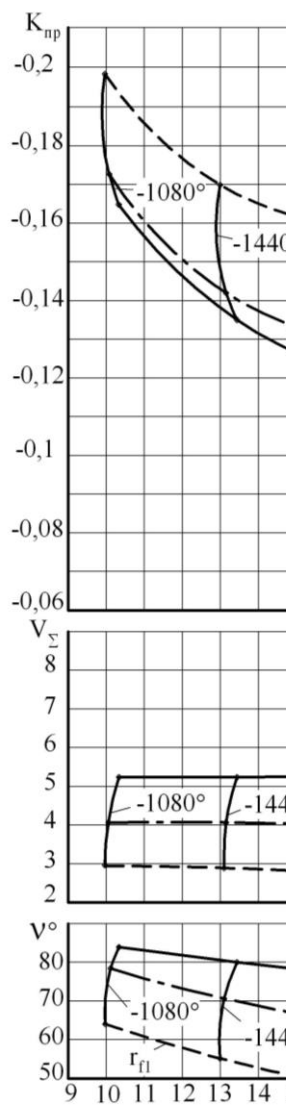


Рис. 7.22. Качественные показатели левой стороны витка червяка

близкие 90° , и незначительно меняется по полю зацепления.

Если далее сравнить рассмотренные передачи с вогнутым профилем и синтезированные с выпуклым профилем витка: СП-2С, СП-3С и СП-4С (рис. 7.24, 7.26, 7.28, 7.30, 7.32 и 7.34), то все закономерности, выявленные при сравнительном анализе передач СП-1К и СП-1С, справедливы и для передач с увеличенным диаметром червяка. Так же более изогнутыми и наклоненными на ножке витка выглядят проекции контактных линий, поле зацепления последовательно перемещается вверх по отношению к плоскости YOZ по мере увеличения диаметра червяка. Аналогично изменяются и значения качественных показателей. Ощутимо уменьшается приведенная кривизна на ножке по всему полю зацепления, и с увеличением диаметра она становится меньше, чем головка витка червяка (передачи СП-3С и СП-4С). Кривизна на головке имеет примерно такие же значения, что и в передачах с вогнутым профилем. Величины суммарной скорости и угла между вектором относительной скорости и направлением линии контакта возрастают при увеличении диаметра, но уменьшают свои значения по мере приближения к удаленному от межосевого перпендикуляра торцу червяка.

Проведя сравнительный анализ правой стороны витка спироидных передач с вогнутым и выпуклым профилем при различных диаметрах червяка, можно отметить следующие закономерности: во-первых, благоприятные условия зацепления с точки зрения минимальной приведенной кривизны у торца червяка, более удаленного от межосевого перпендикуляра, во-вторых, относительно однородные условия зацепления вдоль всего рабочего участка поля, особенно у передач с вогнутым профилем витка, в-третьих, улучшение значений качественных показателей при увеличении диаметра червяка, что способствует повышению нагрузочной способности передачи, в-четвертых, применение выпуклого профиля позволяет несколько уменьшить приведенную кривизну на ножке зуба, но ухудшает остальные показатели в зоне удаленного торца червяка.

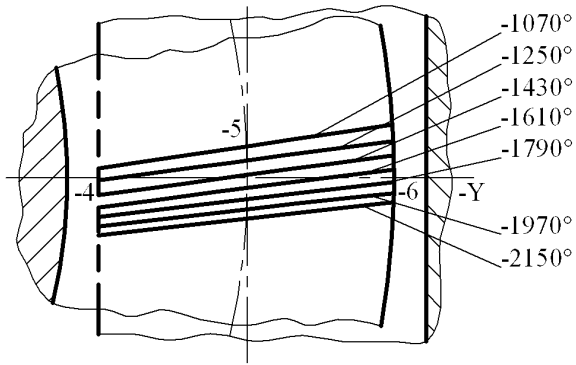


Рис. 7.23. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка передачи СП-2К

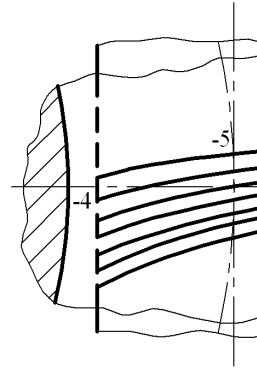


Рис. 7.24. Проекция линий контакта левой стороны витка червяка

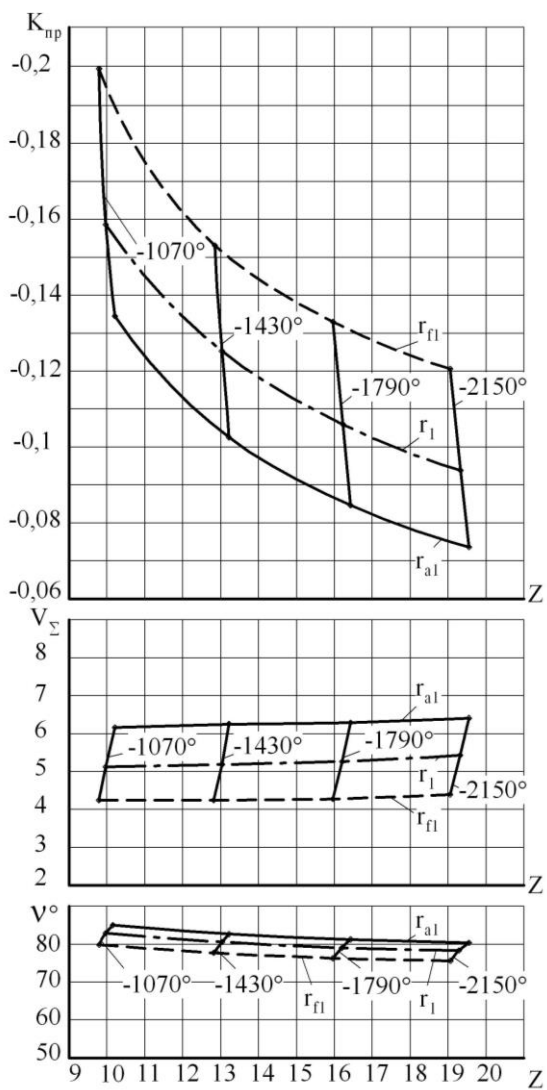


Рис. 7.25. Качественные показатели правой стороны витка червяка передачи СП-2К

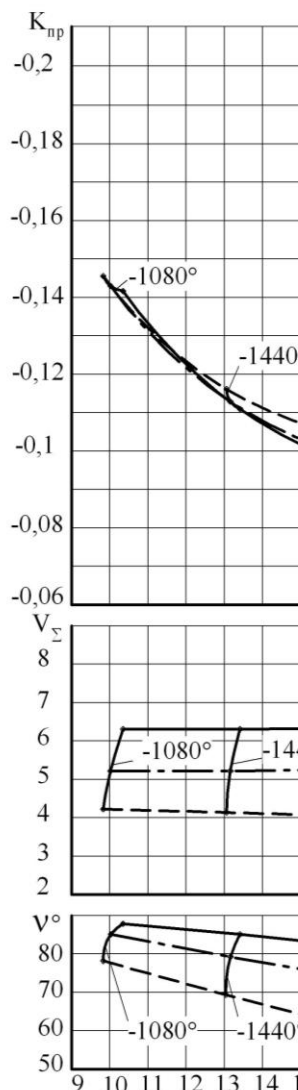


Рис. 7.26. Качественные показатели правой стороны витка червяка передачи СП-2К

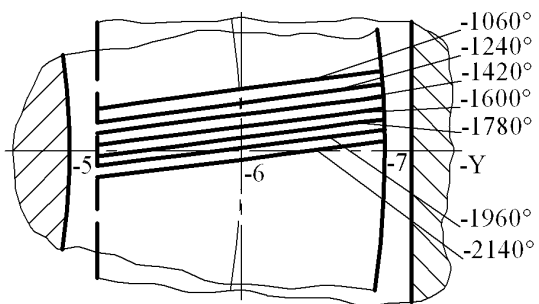


Рис. 7.27. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка передачи СП-3К

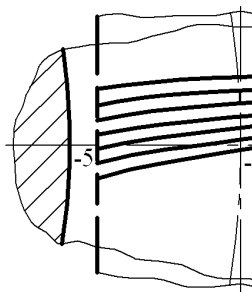


Рис. 7.28. Проекция л... стороны витка червяка

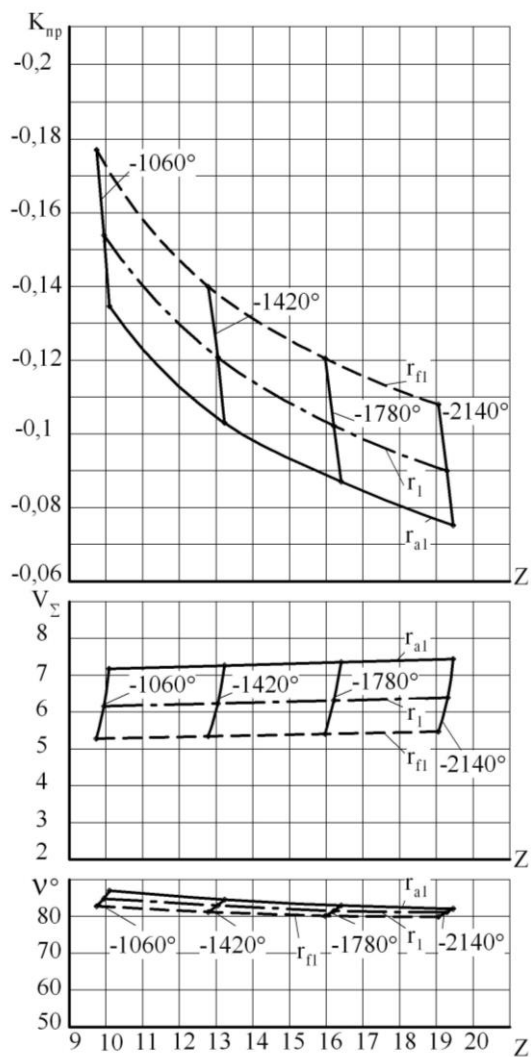


Рис. 7.29. Качественные показатели правой стороны витка червяка передачи СП-ЗК

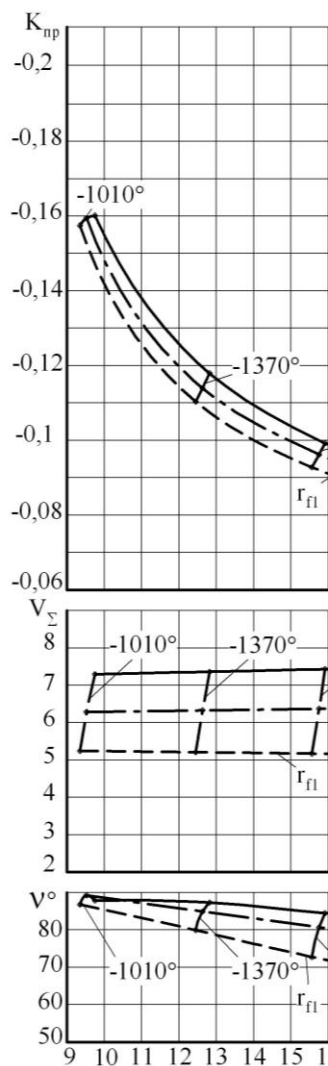


Рис. 7.30. Качественные показатели левой стороны витка червяка передачи СП-ЗК

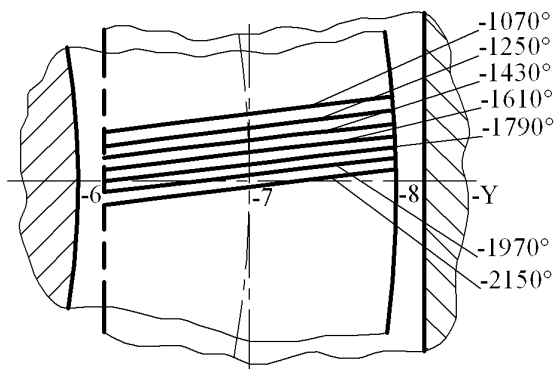


Рис. 7.31. Проекция линий контакта правой стороны витка червяка передачи СП-4К

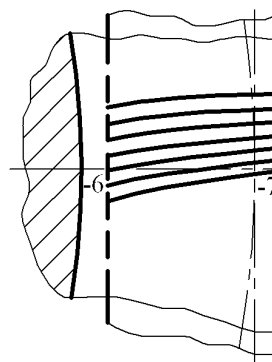


Рис. 7.32. Проекция линии контакта левой стороны витка червяка передачи СП-4К

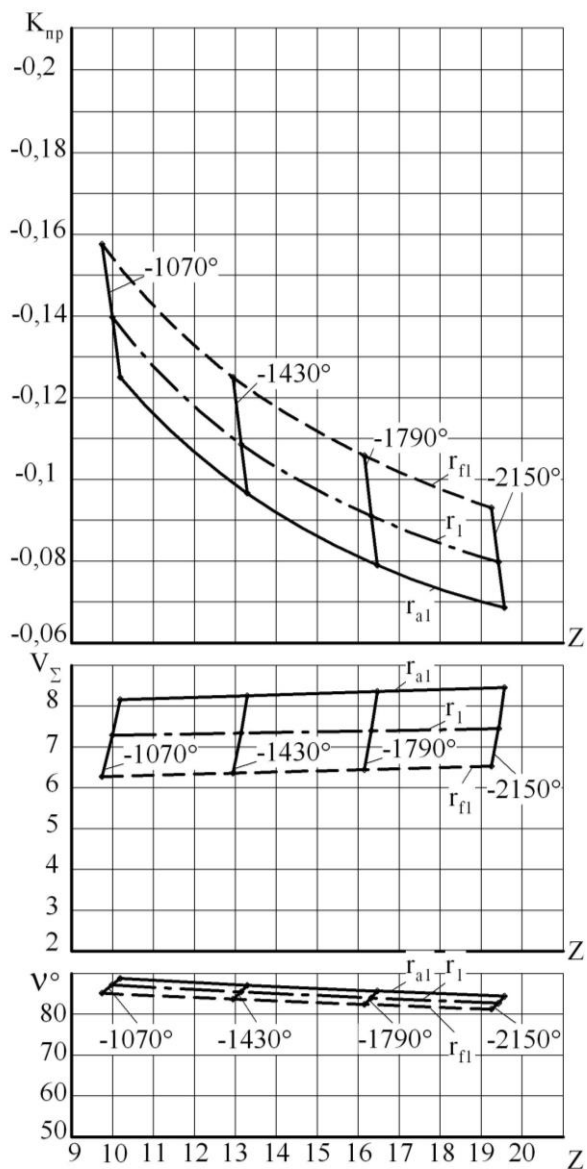


Рис. 7.33. Качественные показатели правой стороны витка червяка передатки СП-4К

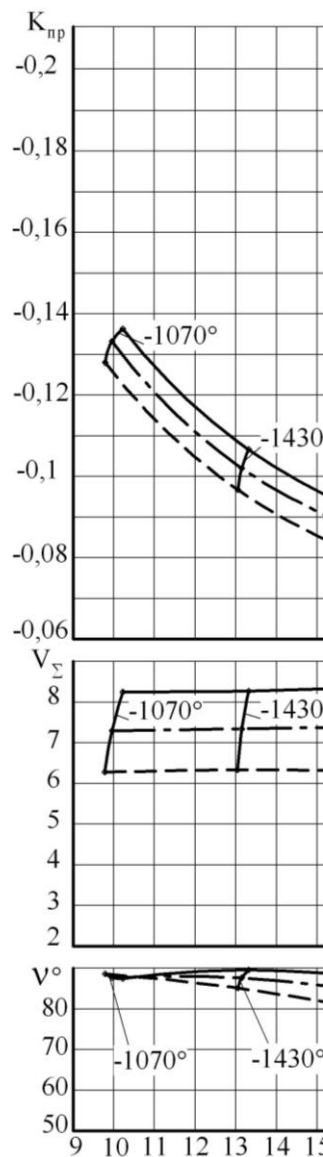


Рис. 7.34. Качественные показатели левой стороны витка червяка передатки СП-4К

7.4. Критерии нагрузочной способности синтезированных спироидных передач

Сравнительная оценка нагрузочной способности всех разновидностей спироидных передач производилась с использованием расчетных критериев нагрузочной способности – Q_1, Q_2, Q_3 . Для этого значения качественных показателей передач и геометрические параметры их рабочих поверхностей, полученные по результатам численного анализа, использованы в зависимостях (6.37) для вычисления значений расчетных критериев. По этим зависимостям вдоль каждой контактной линии методом численного интегрирования определены указанные расчетные критерии нагрузочной способности, в результате чего они проанализированы по всему полю зацепления в зависимости от угла поворота червяка. Графики, отображающие значения расчетных критериев по полю зацепления для каждой отдельно взятой контактной линии, представлены на рис. 7.35 для левой стороны витка червяка и на рис. 7.36 – для правой. Как видно из рис. 7.35, нагрузочная способность левой стороны витка спироидной передачи имеет значительно более высокие значения у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру, то есть в зоне, где имеют место минимальные значения приведенной кривизны, а далее вдоль поля зацепления к удаленному торцу значения критериев плавно уменьшаются. Эта разница тем больше, чем больше диаметр червяка, так как при этом сочетаются зоны с минимальными значениями приведенной кривизны и максимальными значениями суммарной скорости и угла между вектором относительной скорости и направлением контактной линии. Представленные графики говорят о влиянии увеличения диаметра червяка на достижение высокой нагрузочной способности передачи, а также на целесообразность применения метода синтеза для получения профиля, обеспечивающего высокие значения качественных показателей и критериев нагрузочной способности при отсутствии подрезания зубьев колеса. Из графиков видно, что нагрузочная способность синтезированных передач выше, чем передач с традиционным круговым профилем, описанным тем же радиусом, что и в базовой передаче, при всех исследованных диаметрах червяка.

Нагрузочная способность правой стороны витка вдоль поля зацепления носит противоположный характер, то есть она выше у торца, более удаленного от межосевого перпендикуляра, в зоне минимальной приведенной кривизны. Эта разница здесь также повышается при увеличении диаметра червяка, так как при этом сочетаются минимальные приведенные кривизны и возрастающие значения суммарной скорости качения и угла V° . Аналогично левой стороне витка на повышение критериев нагрузочной способности также положительно влияет увеличение диаметра червяка. Однако применение синтезированного выпуклого кругового профиля взамен вогнутого в данном случае дает меньшие приращения нагрузочной способности, чем для левой стороны, а по критерию Q_3 , характеризующему противозадирную стойкость зубьев, передачи с увеличенным диаметром червяка проигрывают вследствие повышения скорости скольжения. Необходимо отметить, что предпринимались попытки синтеза вогнутого профиля, однако они не дали ощутимых результатов для повышения нагрузочной способности передач при различных диаметрах червяка.

В целом, если говорить о сравнительных значениях критериев нагрузочной способности для левой и правой сторон витка червяка, то для левой стороны они значительно выше, что объясняется более благоприятными условиями зацепления, и в первую очередь меньшими значениями приведенной кривизны. Здесь также играет роль длина контактных линий, она определялась при вычислении критериев нагрузочной способности. Установлено, что для левой стороны витка средняя длина контактных линий выше и составляет около 2,5 мм для исследуемых передач, а для правой – до 2 мм.

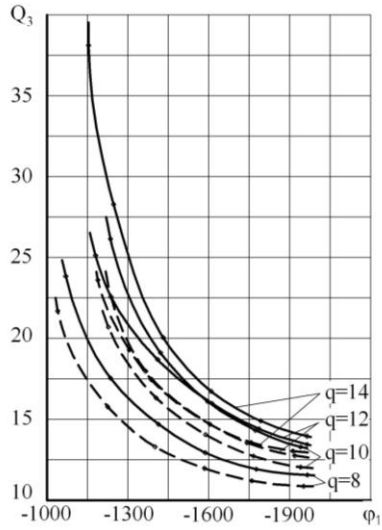
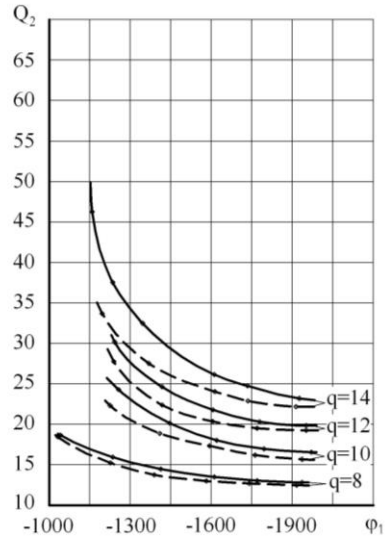
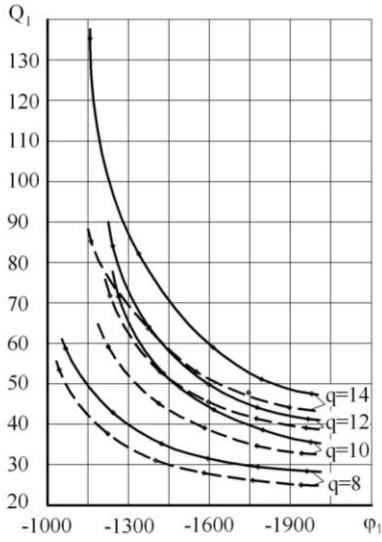


Рис. 7.35. Расчетные критерии нагрузочной способности левой стороны витка синтезированный профиль, — — — — — круговой

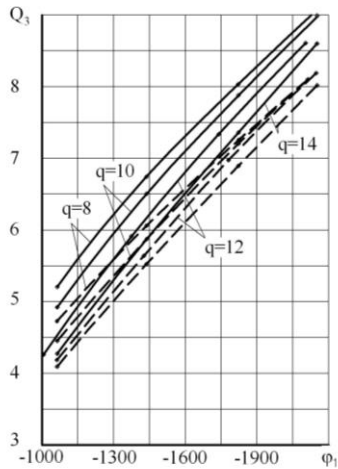
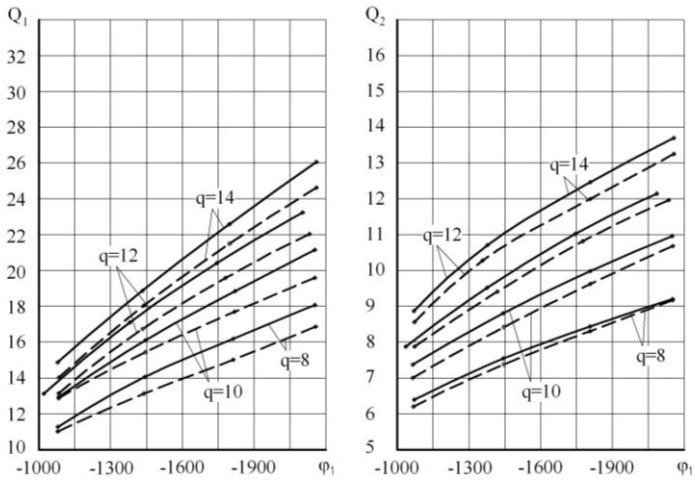


Рис. 7.36. Расчетные критерии нагрузочной способности правой стороны витка червяка: — — — — — синтезированный выпуклый профиль, — — — — — вогнутый круговой

Суммированием значений Q_1, Q_2 и Q_3 для каждой

контактной линии, отстоящей друг от друга на величину углового шага витков, получены расчетные критерии нагрузочной способности с учетом многопарности зацепления $Q_{1\Sigma}$, $Q_{2\Sigma}$ и $Q_{3\Sigma}$. Результаты этих вычислений представлены в табл. 7.3 для левой стороны витка червяка и в табл. 7.4 – для правой. Для каждого из

Таблица 7.3

**Критерии нагрузочной способности левой стороны витка
спиральных передач**

Обозначение передачи	Критерий	Q_{Σ}^{\min}	Q_{Σ}^{\max}	Q_{Σ}^{cp}
СП-1К	Q_1	108,51	122,19	117,63
	Q_2	45,99	50,57	49,04
	Q_3	46,08	50,07	48,74
СП-1С	Q_1	118,35	130,91	126,72
	Q_2	47,81	50,54	49,63
	Q_3	49,98	53,66	52,43
СП-2К	Q_1	131,51	157,67	148,95
	Q_2	55,61	62,11	59,94
	Q_3	46,93	56,41	53,25
СП-2С	Q_1	152,15	173,69	166,51
	Q_2	59,84	61,94	61,24
	Q_3	54,14	62,3	59,58
СП-3К	Q_1	156,34	186,78	176,64
	Q_2	68,04	76,01	73,35

	Q_3	49,27	58,89	55,69
СП-3С	Q_1	174,54	206,9	196,12
	Q_2	71,86	78,08	76,00
	Q_3	54,9	65,83	62,19
СП-4К	Q_1	182,54	203,2	189,43
	Q_2	80,62	86,04	82,43
	Q_3	51,48	57,86	53,61
СП-4С	Q_1	208,54	270,33	230,08
	Q_2	86,56	98,79	90,71
	Q_3	59,14	77,26	65,26

Таблица 7.4

**Критерии нагрузочной способности правой стороны витка
спиральных передач**

Обозначение передачи	Критерий	Q_{Σ}^{\min}	Q_{Σ}^{\max}	Q_{Σ}^{cp}
СП-1К	Q_1	41,7	55,03	46,14
	Q_2	23,37	30,7	25,9
	Q_3	17,53	23,17	19,41
СП-1С	Q_1	44,56	59,03	49,38
	Q_2	23,41	31,1	29,94
	Q_3	18,85	25,02	20,91
	Q_1	48,03	63,47	53,18

СП-2К	Q_2	26,89	35,65	29,81
	Q_3	17,21	22,77	19,06
СП-2С	Q_1	52,18	68,92	57,76
	Q_2	27,95	36,97	30,96
	Q_3	18,86	24,94	20,89
СП-3К	Q_1	53,39	70,65	64,89
	Q_2	30,05	39,85	36,58
	Q_3	16,82	22,27	20,45
СП-3С	Q_1	55,62	73,5	61,58
	Q_2	30,67	40,47	33,9
	Q_3	17,61	23,29	19,52
СП-4К	Q_1	58,61	77,66	64,96
	Q_2	33,19	44,01	36,8
	Q_3	16,56	21,97	18,37
СП-4С	Q_1	61,76	81,81	68,44
	Q_2	34,3	45,45	38,01
	Q_3	17,55	23,27	19,46

критериев определены минимальные, максимальные и среднеинтегральные значения для всего цикла зацепления.

Анализ полученных результатов подтверждает ранее сделанные предположительные выводы об увеличении нагрузочной способности синтезированных передач, особенно с увеличенным диаметром червяка.

7.5. Профилирование витков червяка синтезированных передач

Применение численного метода решения дифференциального уравнения дает в каждой точке профиля витков червяка значения функции $f_2 = f_2(f_1)$ и ее производные f_2' и f_2'' .

Можно предположить, что профиль осевого сечения витков червяка представляет собой огибающую семейства окружностей, проходящих через каждую его точку, тогда для каждой точки профиля в системе координат $X_0Y_0Z_0$ вычисляется радиус ρ и координаты y_ρ и z_ρ центра этой окружности [120]:

$$\rho = \frac{[1 + (f_2')^2]^{1,5}}{f_2''},$$

$$y_\rho = f_1 - f_2' \frac{1 + (f_2')^2}{f_2''}, \quad z_\rho = f_2 + \frac{1 + (f_2')^2}{f_2''}.$$

Эти соотношения использованы в программе для численного анализа передач. При проведении численного анализа синтезированных профилей установлено, что значения радиуса и координат центра образующей окружности или угла профиля меняются незначительно, поэтому в работе все синтезированные профили с достаточной точностью заменены круговыми с радиусом и углом профиля на делительном цилиндре червяка.

Выводы

1. В результате численного интегрирования дифференциального уравнения выполнен синтез левой и правой сторон витка червяка цилиндрической спироидной передачи по минимальной приведенной кривизне при различных диаметрах червяка.

2. Синтез левой стороны позволил получить выпуклые профили осевого сечения витков червяков увеличенного диаметра с меньшими углами и радиусами профиля в сравнении с традиционными передачами кругового профиля при отсутствии подрезания зубьев колеса. Сопоставлением условий

контактирования по численным значениям качественных показателей и расчетных критериев нагрузочной способности установлено, что:

– синтезированные передачи имеют на 15-20% большие значения расчетных критериев нагрузочной способности при одинаковых диаметрах червяков, кроме того, уменьшение угла профиля в синтезированных передачах позволяет уменьшить осевое усилие на колесе и радиальное на червяке, что особенно важно в передачах с увеличенным диаметром червяка, где этот угол приобретает большие значения;

– увеличение диаметра червяка способно существенно, в 1,5...1,7 раза увеличить нагрузочную способность передачи, которая оценена по средним значениям суммарных критериев, при этом более благоприятные условия зацепления имеют место у торца червяка, ближе расположенного к межосевому перпендикуляру.

3. Сравнительный анализ правой стороны витка спироидных передач с вогнутым и выпуклым профилями позволил установить:

– синтезированные передачи с выпуклым круговым профилем отличаются меньшими значениями проведенной кривизны на ножке зуба, но несколько хуже в отношении остальных показателей в зоне удаленного от межосевого перпендикуляра торца червяка, нагрузочная способность по средним значениям критериев в передачах с выпуклым профилем на 5-7% выше передач вогнутого профиля при одинаковых диаметрах червяка;

– увеличение диаметра червяка также благоприятно сказывается на нагрузочной способности, которая повышается в 1,4...1,5 раза в сравнении с базовой передачей, однако благоприятные условия зацепления здесь у более удаленного торца червяка.

4. Спироидная передача, имеющая несимметричный профиль витка червяка, отличается условиями зацепления и нагрузочной способностью левой и правой сторон витка. Эта разница повышается с увеличением диаметра червяка, следовательно, компактные передачи с высокой нагрузочной способностью целесообразно применять в большинстве как силовые с ограниченной в отношении реверсивности возможностью работы.

ГЛАВА 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИНТЕЗИРОВАННЫХ ГЛОБОИДНЫХ И СПИРОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

8.1 Экспериментальные исследования глобоидной передачи с прямозубым колесом

Цель экспериментальных исследований – практическая оценка несущей способности синтезированной передачи. Для экспериментальных исследований использовалась червячная глобоидная передача с прямозубым колесом. Проведенные теоретические исследования разновидностей червячных передач показали, что эта передача является наиболее перспективной с точки зрения несущей способности.

К достоинствам глобоидной передачи с прямозубым колесом относятся

- высокая технологичность;
- нечувствительность к осевому смещению колеса;
- отсутствие значительного осевого усилия на колесе;
- использование для нарезания элементов пары стандартного оборудования;
- простота наладок станка при нарезании.

К недостаткам передачи следует отнести невозможность ее применения в механизмах, требующих работы передачи в режиме мультипликатора. Указанный недостаток оборачивается достоинством при использовании передачи в механизмах, где самоторможение является необходимым, например, в приводах лебедок и подъемных устройствах.

8.1.1. Способ нарезания глобоидных червяков

Червяк для глобоидной передачи Вильдгабера [167], включающей цилиндрическое колесо, зубья которого очерчены плоскостями, параллельными оси колеса, нарезают методом обкатки с помощью дисковой фрезы и специального приспособления к фрезерному станку для воспроизведения производящей плоскости. Существует и другой, менее производительный способ нарезания, когда обработку производят с

использованием резца-летучки. В этом случае резцу сообщают движение подачи вдоль оси его вращения, чем, собственно, этот способ отличается от способа нарезания резцами обычных глобоидных червяков. Высокопроизводительный способ нарезания червяков классической глобоидной передачи, включающий обработку инструментом типа зуборезного долбяка при сообщении последнему радиального врезания на полную глубину, неприемлем для изготовления глобоидных червяков передач с прямозубым колесом, поскольку при таком способе поверхность витка червяка формируется производящей линией и не может впоследствии контактировать с поверхностью зуба прямозубого цилиндрического колеса. Кроме того, указанный способ становится неработоспособным, когда угол подъема витка червяка превышает угол затыловки зуба долбяка.

В связи с этим разработан способ нарезания червяков для глобоидной передачи с прямозубым цилиндрическим колесом с использованием в качестве режущего инструмента многозаходного обкаточного резца типа прямозубого зуборезного долбяка [207]. При обработке по такому способу (рис.8.1) инструменту 1 и заготовке 2 сообщают согласованные вращательные движения деления и обката ω_1 и ω_2 , обратно пропорциональные их числам зубьев. Долбяк, кроме этого, получает поступательное движение подачи S вдоль своей оси. При таком составе станочных движений режущие кромки инструмента описывают поверхность прямозубого производящего колеса, формирующей поверхности витков червяка [209]. Обработка по такому способу может проводиться как за один, так и за несколько проходов, в зависимости от модуля зацепления. Способ позволяет получать червяки как с правым, так и с левым направлением линии витка. Для изменения направления спирали на противоположное следует при одном и том же направлении вращения заготовки изменить на противоположное направление вращения долбяка.

Для осуществления указанного способа используется стандартный зубофрезерный станок. Заготовка устанавливается на оси инструментального шпинделя, инструмент на оси стола станка. Межосевое расстояние станочного зацепления выбирается в соответствии с необходимой глубиной обработки. Станок настраивается для работы в бездифференциальном режиме. При

этом используется следующая формула для настройки гитары скоростей станка [206]

$$U_{дел} = \frac{m_1 \cdot z_2}{z_u},$$

где z_2 - число витков червяка,

m_1 - характеристика станка,

z_u - число зубьев инструмента.

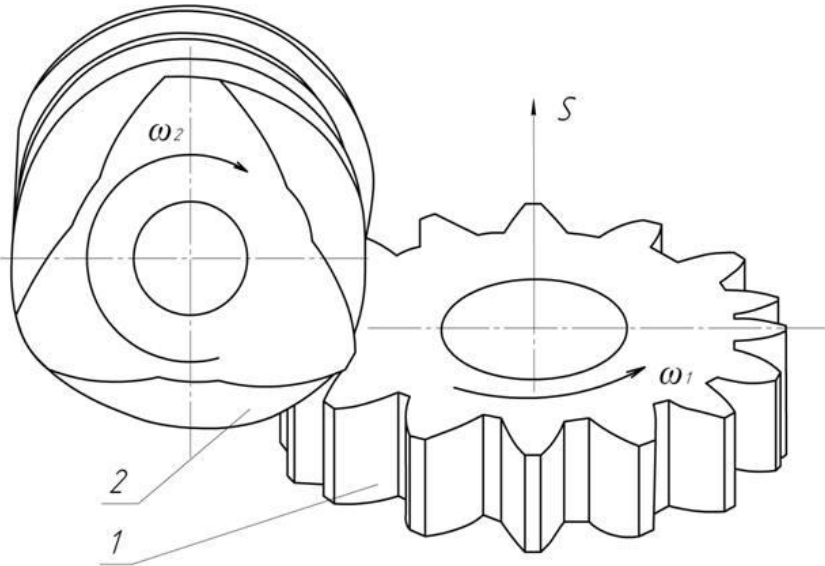


Рис. 8.1. Схема нарезания глобоидного червяка

8.1.2. Локализация контакта в цилиндро-глобоидной передаче

Пространственные передачи с линейным контактом активных поверхностей звеньев обладают избыточными связями, повышающими чувствительность передачи к погрешностям изготовления и сборки [81]. Для устранения указанного недостатка необходимо линейный контакт в зацеплении заменить локализованным. С этой целью поверхность одного из звеньев отклоняют от ее номинального положения, которое она занимает

при линейном контакте. Отвод поверхности осуществляют внутрь пространства, занимаемого звеном, поверхность зуба «деформируют». Другими словами, локализация контакта в глобоидной передаче с прямозубым цилиндрическим колесом (цилиндро-глобоидной передаче) достигается с помощью неконгруэнтной жесткой производящей пары поверхностей. При этом возможны два варианта локализации контакта: 1) в качестве производящей поверхности для червяка принимаем синтезированную поверхность; боковую поверхность зуба колеса получаем отгибанием боковой поверхности зуба производящего колеса «внутри»; 2) поверхность 3 зуба колеса 2 совпадает с синтезированной поверхностью; производящая поверхность 4 для червяка 1 получается отгибанием синтезированной «во вне» (рис. 8.2).

Оба варианта локализации позволяют управлять контактом в зацеплении в широких пределах - от близкого к линейному до ярко выраженного точечного. Однако в рассматриваемом случае второй вариант имеет большое практическое значение. Обратимся к рис. 8.3, где изображены торцовые сечения зуба колеса 1 с эвольвентной – 1 и синтезированной – 2 поверхностями и с поверхностью, очерченной плоскостью – 3. Торцовые профили построены для передачи с параметрами $z_1 = 36$; $u_{21} = 36$; $z_2 = 1$; $\beta_2 = 83,66^0$. В рассматриваемом частном случае синтезированный торцовый профиль может быть аппроксимирован эвольвентной окружности. В качестве главной поверхности зуба производящего колеса, огибающей которой является поверхность витка червяка, принимаем плоскость, касающуюся синтезированной поверхности по линии $f_1 = const$. При этом, кроме локализации контакта в зацеплении, достигается возможность шлифования и витков червяка, и зубьев колеса торцовой плоскостью шлифовального круга.

Для оценки несущей способности локализованного зацепления определим коэффициент эллиптичности [81], характеризующий форму контактного эллипса и степень локализации контакта и представляющий собой отношение большей и меньшей полуосей эллиптической площадки контакта, а также приведенную кривизну поверхностей в направлении, перпендикулярном

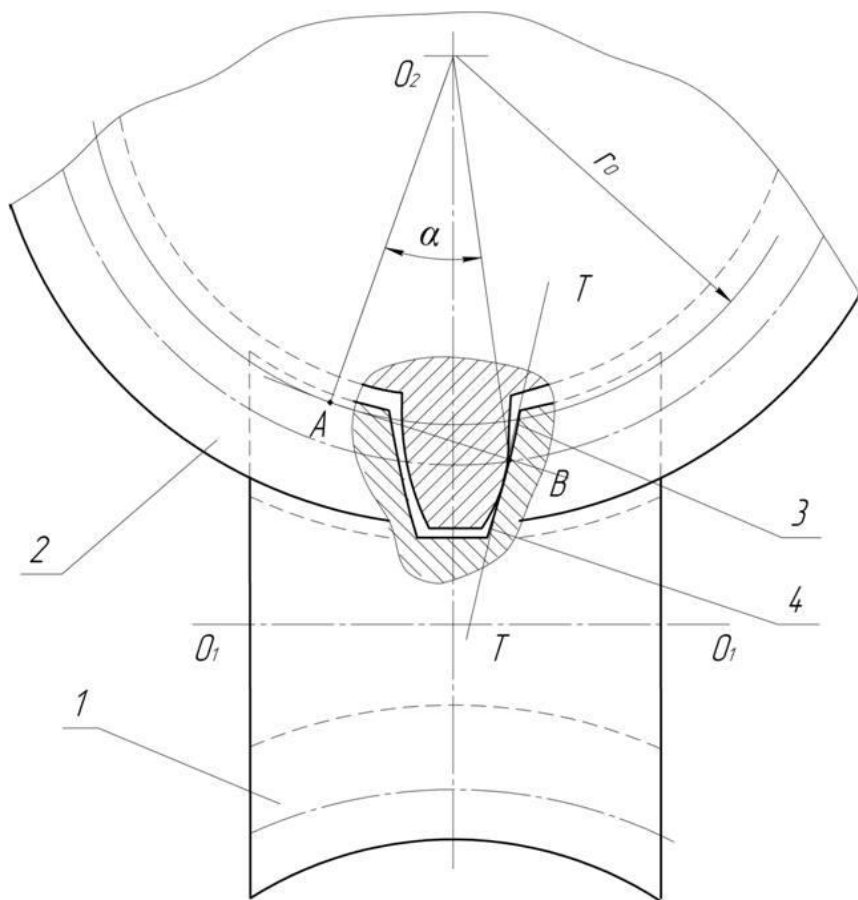


Рис. 8.2. Схема локализации контакта рабочих поверхностей

большой полуоси, и угол, определяющий ориентацию мгновенной площадки контакта.

Пусть известны нормальные кривизны нарезаемой поверхности (червяка) в сечении, перпендикулярном контактной линии, и в сечении вдоль контактной линии станочного зацепления:

$$K_{e2} = K_{In} \sin^2 q + K_{In} \cos^2 q - K_{np},$$

$$K_{\tau 2} = K_{In} \cos^2 q + K_{In} \sin^2 q,$$

(8.1)

Y_1 0,4 0,3 0,2 0,1 0 -0,1 -0,2 -0,3 -0,4

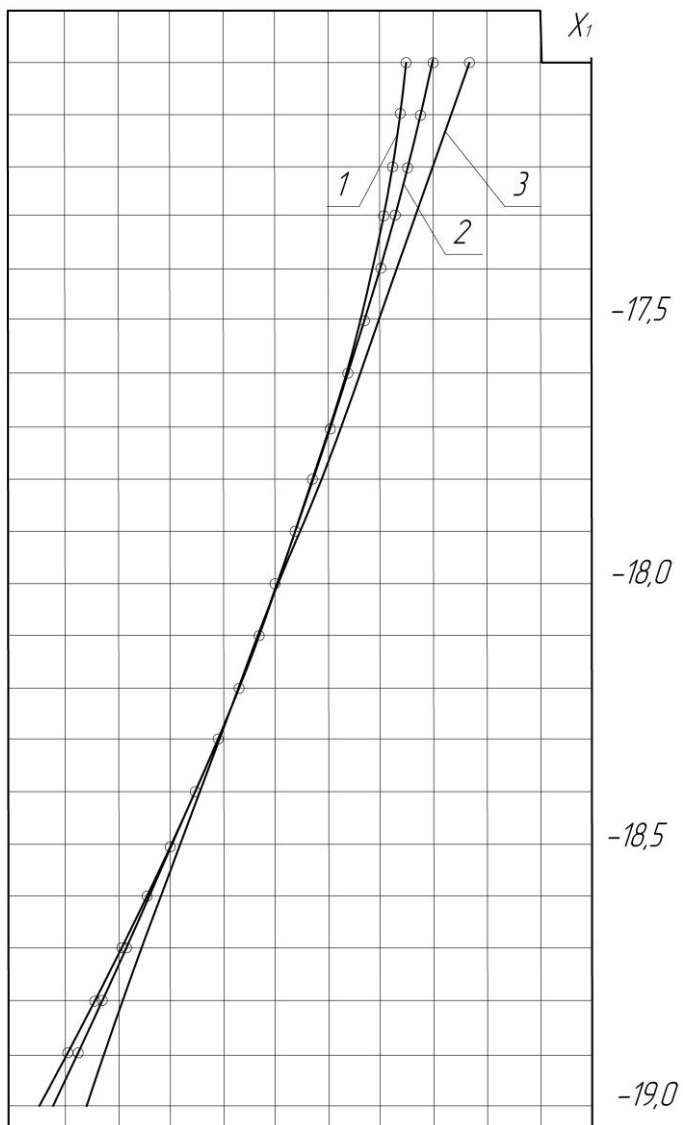


Рис. 8.3. Торцовые профили зуба колеса

где q - угол между главным направлением на производящей поверхности для червяка с кривизной K_{In} и касательной к контактной линии (рис. 8.4),

K_{In} - второе главное значение кривизны производящей поверхности для червяка.

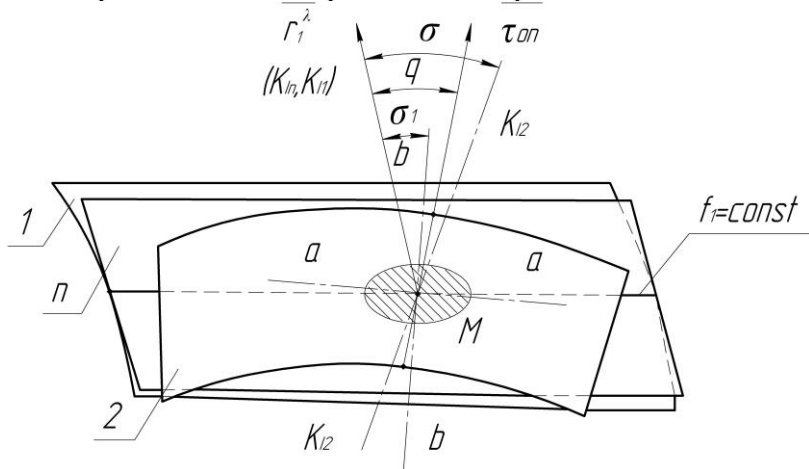


Рис. 8.4. Контакт рабочих поверхностей

Кривизна нарезаемой поверхности в нормальном сечении вдоль контактной линии может быть выражена через главные кривизны этой поверхности:

$$K_{\tau 2}^* = K_{I2} \cos^2(q - \sigma) + K_{II2} \sin^2(q - \sigma). \quad (8.2)$$

Аналогично может быть записана нормальная кривизна поверхности червяка в сечении, перпендикулярном линии контакта:

$$K_{e2}^N = K_{I2} \sin^2(q - \sigma) + K_{II2} \cos^2(q - \sigma). \quad (8.3)$$

Здесь σ - угол между первыми главными направлениями на поверхностях с кривизнами K_{In} и K_{I2} .

Условие касания индикатрис Дюпена в направлении контактной линии сводятся к равенству кривизн соприкасающихся

поверхностей и к равенству производных $\frac{dK_{\tau 2}}{dq}$ и $\frac{dK_{\tau 2}^*}{d\sigma}$ [36],

т.е.:

$$\begin{aligned} K_{In} \cos^2 q + K_{In} \sin^2 q &= K_{I2} \cos^2(q - \sigma) + K_{II2} \sin^2(q - \sigma) \\ (K_{In} - K_{In}) \sin^2 q &= (K_{II2} - K_{I2}) \sin^2(q - \sigma). \end{aligned} \quad (8.4)$$

Решая эти уравнения совместно с выражениями (8.2), (8.3), получим:

$$\begin{aligned} tg^2(q - \sigma) &= \frac{K_{In} - K_{In}}{K_{\tau 2} - K_{e2}} \sin^2 q, \\ K_{I2} &= \frac{K_{\tau 2} \cos^2(q - \sigma) - K_{e2} \sin^2(q - \sigma)}{\cos^2(q - \sigma)}, \\ K_{II2} &= \frac{K_{e2} \cos^2(q - \sigma) - K_{\tau 2} \sin^2(q - \sigma)}{\cos^2(q - \sigma)}. \end{aligned} \quad (8.5)$$

Если производящая поверхность для червяка является плоскостью, то $K_{In} = K_{In} = 0$ и, следовательно,

$$K_{e2} = -K_{np},$$

$$K_{\tau 2} = 0,$$

$$\sigma = q,$$

$$K_{I2} = 0,$$

$$K_{II2} = -K_{np}.$$

(8.6)

Заметим, что в рассматриваемом случае главные направления поверхностей 1 и 2 совпадают между собой и совпадают с направлением вектора $\vec{r}_1^\lambda (\vec{r}_n^\lambda)$. С учетом сказанного угол q

между главным направлением на производящей поверхности для червяка с кривизной нормального сечения K_{In} и касательной к линии контакта ее с поверхностью витка червяка из выражения:

$$\cos q = \frac{\vec{r}_n^\lambda \cdot \vec{\tau}_{on}}{|\vec{r}_n^\lambda| \cdot |\vec{\tau}_{on}|}. \quad (8.7)$$

При известных кривизнах поверхностей зубьев колес рабочего зацепления коэффициент эллиптичности контакта находим из зависимости:

$$K_\vartheta = \frac{a}{b} = \sqrt{\frac{|B|}{|A|}}. \quad (8.8)$$

В приведенном выражении:

$$A = \frac{1}{4} \left(K_{\Sigma 1} - K_{\Sigma 2} - \sqrt{q_1^2 - 2q_1q_2 \cos^2 \sigma + q_2^2} \right)$$

$$B = \frac{1}{4} \left(K_{\Sigma 1} - K_{\Sigma 2} + \sqrt{q_1^2 - 2q_1q_2 \cos^2 \sigma + q_2^2} \right), \quad (8.9)$$

где $K_{\Sigma i} = K_{Ii} - K_{IIIi}$,

$q_i = K_{Ii} - K_{IIIi}$, $i = 1, 2$.

Для прямозубого колеса с эвольвентным торцовым профилем:

$$K_{Ii} = \frac{1}{r_1 \sin \alpha_o},$$

$$K_{IIIi} = 0.$$

С учетом полученных выражений запишем:

$$\begin{aligned}
K_{\Sigma 1} &= \frac{1}{r_1 \cdot \sin \alpha_o}, \\
K_{\Sigma 2} &= -K_{np}, \\
q_1 &= K_{\Sigma 1}, \quad q_2 = K_{np}.
\end{aligned}
\tag{8.10}$$

Нормальная кривизна поверхности в сечении, образующем с первым главным направлением на поверхности угол σ_1 , через среднюю

$$H = \frac{1}{2}(K_I + K_{II})$$

и полную

$$K = K_I \cdot K_{II}$$

кривизны поверхностей выразится следующим образом:

$$K_{\sigma 1} = H + \sqrt{H^2 - K} \cdot \cos^2 \sigma_1.$$

Преобразовав это выражение, можно записать:

$$K_{\sigma 1} = \frac{1}{2}(K_{\Sigma} + q^2 \sigma_1)$$

С учетом последнего соотношения получим зависимость для определения приведенной кривизны поверхностей, соприкасающихся в точке, в виде

$$K_{np}^* = \frac{1}{2}(K_{\Sigma 1} + q_1 \cos^2 \sigma_1 - K_{\Sigma 2} + q_2 \cos^2(\sigma_1 - \sigma))
\tag{8.11}$$

Приведенная кривизна (8.11) поверхностей достигает экстремальных значений при значениях σ_1 , соответствующих углам, которые образуют полуоси контактного эллипса с первым главным направлением на поверхности колеса 1. Для определения значения σ_1 , соответствующего экстремальному значению

приведенной кривизны (8.11), приравняем производную $\frac{dK_{np}^*}{d\sigma_1}$

нулю. После преобразований получим формулу для вычисления угла между направлением с кривизной K_{ii} и меньшей полуосью эллиптической площадки контакта:

$$\operatorname{tg} 2\sigma_1 = \frac{q_2 \sin 2\sigma}{q_2 \cos 2\sigma - q_1}. \quad (8.12)$$

Приведенная кривизна поверхностей зубьев колес рабочего зацепления в направлении, перпендикулярном большей полуоси мгновенной площадки контакта, определяется зависимостью (8.11) при значении σ_1 , вычисленного по формуле (8.12)ю

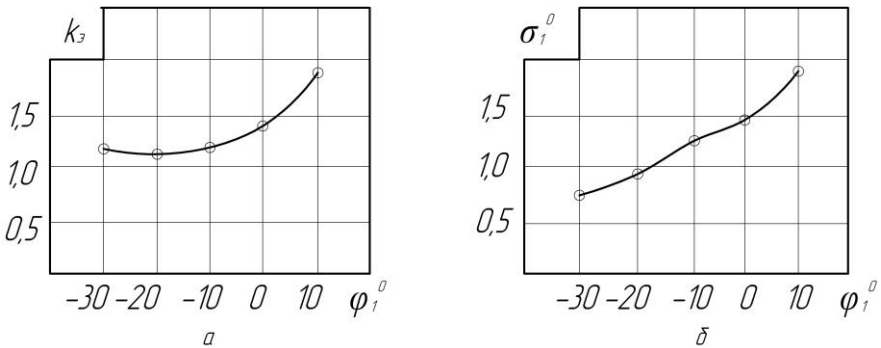


Рис. 8.5. Коэффициент эллиптичности и значения угла σ_1^i

Для экспериментальной передачи с параметрами, указанными в параграфе 8.1.2, применяющаяся система локализации контакта дает невысокие результаты – коэффициент эллиптичности незначителен: $K_э = 1,2 - 1,93$; неблагоприятны значения углов σ_1 (рис. 8.5, а, б). Однако и при ярко выраженном точечном контакте характеризующая несущую способность нагрузка заедания вдоль активно действующей линии цилиндро-глобоидной передачи (кривая 2, рис. 8.6) выше, чем нагрузка заедания червячной передачи с эвольвентным червяком (кривая 1). По мере

же приработки нагрузка заедания будет стремиться к своему максимальному значению (кривая 3), соответствующему передаче с линейным контактом поверхностей зубьев.

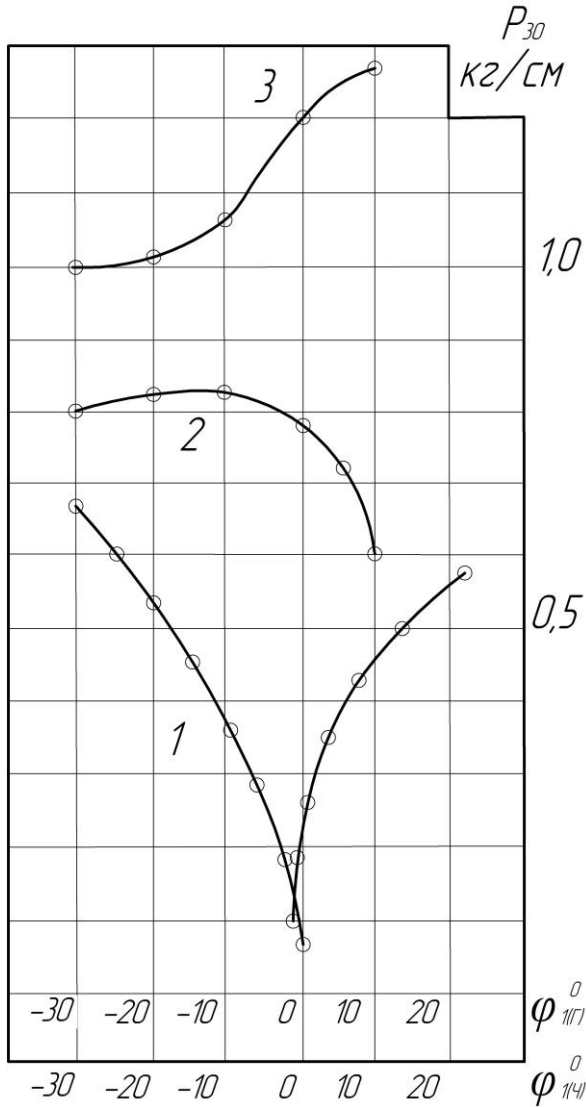


Рис. 8.6. Значения нагрузок заедания

С целью управления степенью локализации контакта в зацеплении разработан способ нарезания цилиндрических зубчатых колес, профиль зуба которых очерчен эвольвентой окружности произвольного радиуса.

Обработку колеса 2 производят зуборезным долбяком 1 (рис. 8.7) в условиях периодического деления. Долбяку сообщают вращательное движение ω_u вокруг его геометрической оси O_u , а нарезаемому колесу – согласованное с движением инструмента.

Вращение Ω_k вокруг несовпадающего с геометрической осью колеса O_k центра вращения C . После поворота колеса на угол 2γ производят деление. Величина γ определяется зависимостью:

$$\gamma = \arccos \frac{(r_\phi - r_k)^2 + (r_\phi - r_u)^2 + (r_{au} - r_{\phi k})^2}{2(r_\phi - r_k)(r_\phi + r_u)^2},$$

где r_ϕ - радиус вращения нарезаемого колеса 2,

r_k - радиус делительный колеса 2,

r_{ak} - радиус вершин зубьев колеса 2,

r_u - радиус делительный инструмента,

r_{au} - радиус вершин зубьев инструмента.

При нарезании колеса по указанному способу профиль зуба очерчен эвольвентной окружности радиуса r_{of} . Изменяя положение центра вращения колеса C , можно в широких пределах регулировать величину радиуса основной окружности, кривизну боковой поверхности зуба и, следовательно, степень локализации контакта в зацеплении.

8.1.3. Проектирование инструмента для нарезания червяка

Для нарезания червяка был разработан и изготовлен инструмент типа зуборезного долбяка сборной конструкции (рис. 8.8), состоящий из корпуса 1, в пазах которого с помощью болтов 2 закреплены резцы с прямолинейными боковыми режущими кромками 3. При проектировании инструмента смещение исходного контура долбяка было принято равным нулю, т.е. инструмент рассчитывался как средне изношенный. При этом диаметр делительной окружности долбяка в исходном сечении равен диаметру делительного цилиндра колеса передачи, диаметр вершин зубьев инструмента с целью создания радиального зазора увеличен по сравнению с аналогичным диаметром колеса на величину $0,5m_n$.

Угол зацепления принят равным 20° .

Основным элементом разработанного инструмента являются резцы, в связи с этим настоящий параграф посвящен методике их проектирования.

Конструктивно резец состоит из двух частей – тела и режущей части. Основными параметрами незатылованного резца являются ширина резца в расчетном сечении $S'_{\partial u}$ (измеряется по хорде дуги $S_{\partial u}$) и угол при вершине резца (рис. 8.9) α . Длина дуги $S_{\partial u}$ (толщина зуба инструмента по делительной окружности) с целью обеспечения бокового зазора в зацеплении превосходит половину окружного шага по этой же окружности на величину $\Delta S_{\partial u}$, т.е.:

$$S_{\partial u} = \frac{\pi m_n}{2} + \Delta S_{\partial u}. \quad (8.13)$$

С учетом соотношения (8.13) запишем, используя геометрические построения рис. 8.9, следующие очевидные зависимости:

$$\gamma = \frac{S_{\partial u}}{r_1},$$

$$\alpha = \alpha_{\partial} - 0,5\gamma, \quad (8.14)$$

$$S'_{\partial u} = 2r_1 \cdot \sin\left(\frac{S_{\partial u}}{2r_1}\right), \quad (8.15)$$

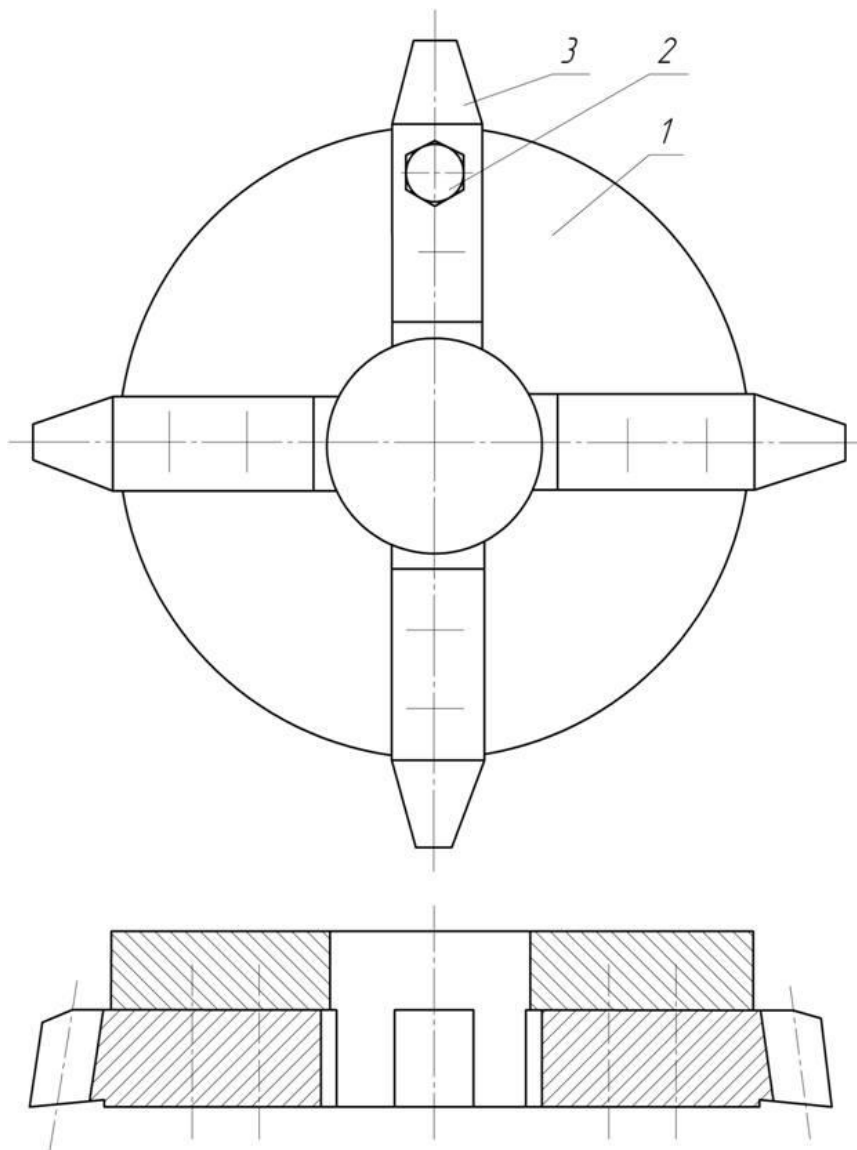


Рис. 8.8. Инструмент для нарезания червяка

$$B = S'_{\partial U} + 2,5m_n \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (8.16)$$

Определим угол профиля резца в сечении Б-Б (рис. 8.10). Если бы резец не имел переднего угла γ_B и боковых углов α_B , обеспечивающих выполнение

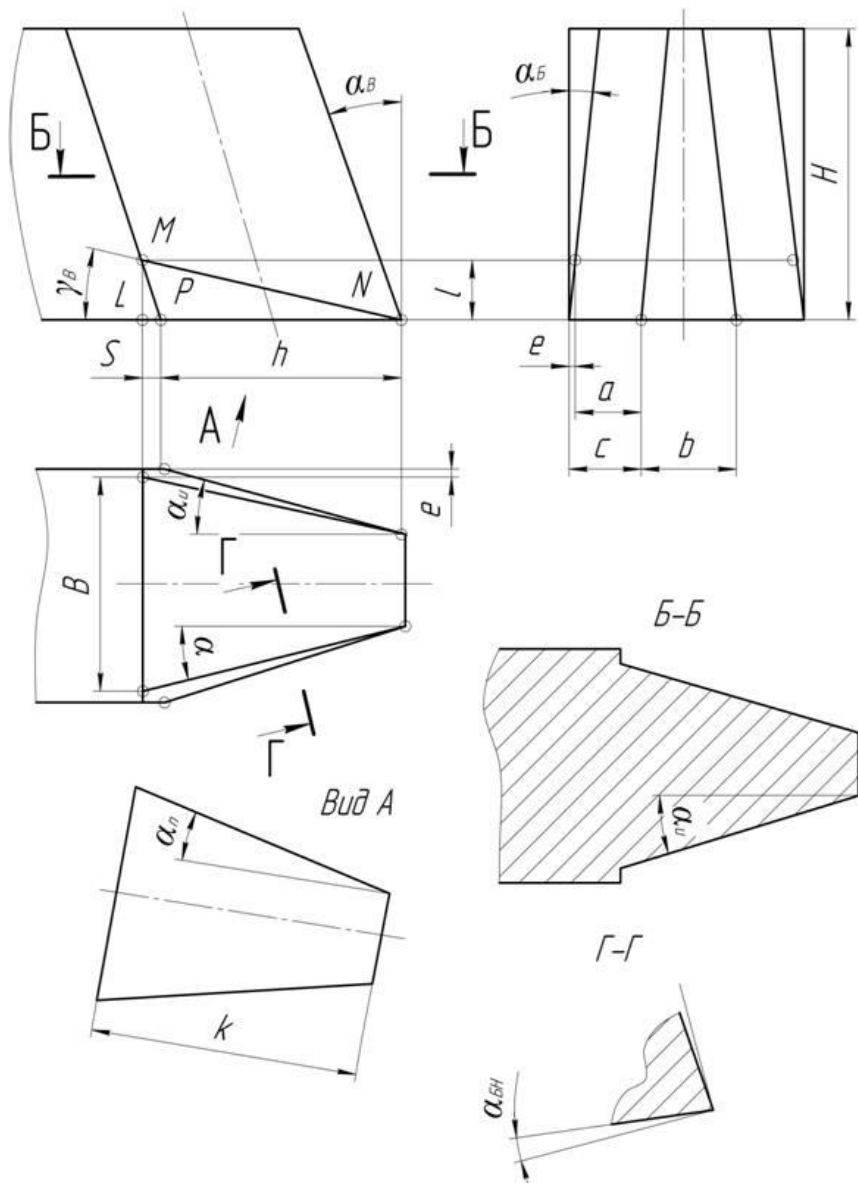


Рис. 8.10. К определению угла профиля резца

благоприятных условий съема металла во время резания, имело бы место следующее соотношение: $\alpha_u = \alpha$. Однако для заточенного резца это соотношение не выполняется, т.е. угол профиля резца в сечении Б-Б не совпадает с углом проекции профиля на торцовую плоскость инструмента.

Для определения угла α_u обратимся к рис. 8.10. Рассматривая треугольники LMN и LMP, найдем:

$$L = (h + S)tg\gamma_B,$$

$$S = (h + S)tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B,$$

откуда:

$$S = \frac{h \cdot tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}.$$

(8.18)

$$LN = \frac{h}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B},$$

$$L = \frac{h \cdot tg\gamma_B}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}.$$

Далее запишем:

$$l = \frac{h \cdot tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}$$

$$a = \frac{h \cdot tg\alpha}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B},$$

$$c = \frac{h(tg\alpha + tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B)}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}.$$

(8.19)

Используя полученные соотношения и учитывая, что $tg\alpha_u = \frac{c}{h}$, будем иметь следующую зависимость для определения угла α_u :

$$tg\alpha_u = \frac{tg\alpha + tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}{1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B}. \quad (8.20)$$

При изготовлении резцов необходимо контролировать углы профиля на передней грани. С учетом вспомогательной зависимости

$$K = \frac{h}{(1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B) \cos\gamma_B}$$

получим выражение, из которого можно определить угол α_n :

$$tg\alpha_n = \frac{(B - b)(1 - tg\gamma_B \cdot tg\alpha_B) \cos\gamma_B}{2h}. \quad (8.21)$$

Боковой угол в сечении Г-Г, нормальном режущей кромке незаточенного резца (без переднего угла), определим с помощью построений рис. 8.11.

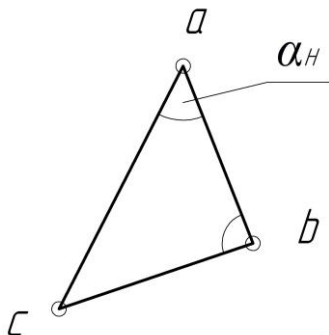


Рис. 8.11. Схема определения бокового угла профиля резца

На этом рисунке отрезки $\Delta abc - ab, bc$ и ac являются, соответственно, линиями пересечения горизонтальной плоскости

основания резца с плоскостью нормального сечения Г-Г, с боковой гранью резца и с плоскостью, перпендикулярной оси симметрии резца, причем

$$ab = H \cdot \operatorname{tg} \alpha_B \cdot \cos \alpha_u.$$

Обращаясь к рис. 8.10, находим:

$$\operatorname{tg} \alpha_{BH} = \operatorname{tg} \alpha_B \cdot \cos \alpha_u. \quad (8.22)$$

В заключение приведем таблицу определения основных параметров резца (табл. 8.1).

8.1.4. Характеристика опытных передач

Для проведения лабораторных и промышленных испытаний были изготовлены опытные передачи, состоящие из прямозубого эвольвентного колеса и глобоидного червяка. Материал червяка – сталь 40Х. Термообработка – улучшение. Венец колеса изготовлен из бронзы 05Ц5С5.

Основные параметры передачи указаны в таблице 8.2.

Таблица 8.1

Основные параметры резца

№ № пп	Параме тр резца	Расчетная формула	Числовой пример
0	1	2	3
1	m_n	-	$m_n = 6$ мм
2	α_∂	-	$\alpha_\partial = 20^\circ$
3	$\Delta S_{\partial u}$	$\Delta S_{\partial u} = 0,02 m_n$	$\Delta S_{\partial u} = 0,12$ мм
4	$S_{\partial u}$	$S_{\partial u} = \frac{\pi m_n}{2} + \Delta S_{\partial u}$	$S_{\partial u} = 9,545$
5	γ	$\gamma = \frac{2 S_{\partial u}}{m_n \cdot z_1}$	$\gamma = 5,06366^\circ$
6	α	$\alpha = \alpha_3 - 0,5 \gamma$	$\alpha = 17,4681$ 7°

7	$S'_{\partial u}$	$S'_{\partial u} = m_n z_1 \sin(\gamma/2)$	$S'_{\partial u} = 9,542$
8	B	$B = S'_{\partial u} + 2,5m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$B = 14,262$ мм
9	b	$b = S'_{\partial u} - 2,5m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$b = 4,822$
10	α_B	-	$\alpha_B = 6^\circ$
11	α_B	-	$\alpha_B = 3^\circ$
12	γ_B	-	$\gamma_B = 5^\circ$
13	h	$h = 2,5m_b$	$h = 15$ мм
14	α_u	$\alpha_u = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \gamma_B \operatorname{tg} \alpha_B}{1 - \operatorname{tg} \gamma_B \operatorname{tg} \alpha_B} \right)$	$\alpha_u = 17,6860$ 8°
15	α_m	$\alpha_m = \operatorname{arctg} \left[\frac{(B-b)(1 - \operatorname{tg} \gamma_B \operatorname{tg} \alpha_B) \cos \gamma_B}{2h} \right]$	$\alpha_m = 17,25$ 411°
16	α_{BH}	$\alpha_{BH} = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha_B \cdot \cos \alpha_u)$	$\alpha_{BH} = 2,855$ 61°
17	H	-	$H = 30$ мм

Геометрические параметры колеса (рис.8.12) определяются соотношениями:

$$d_2 = m_n z_2.$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n.$$

Для червяка передачи справедливы следующие зависимости:

$$d_1 = m_n \cdot q,$$

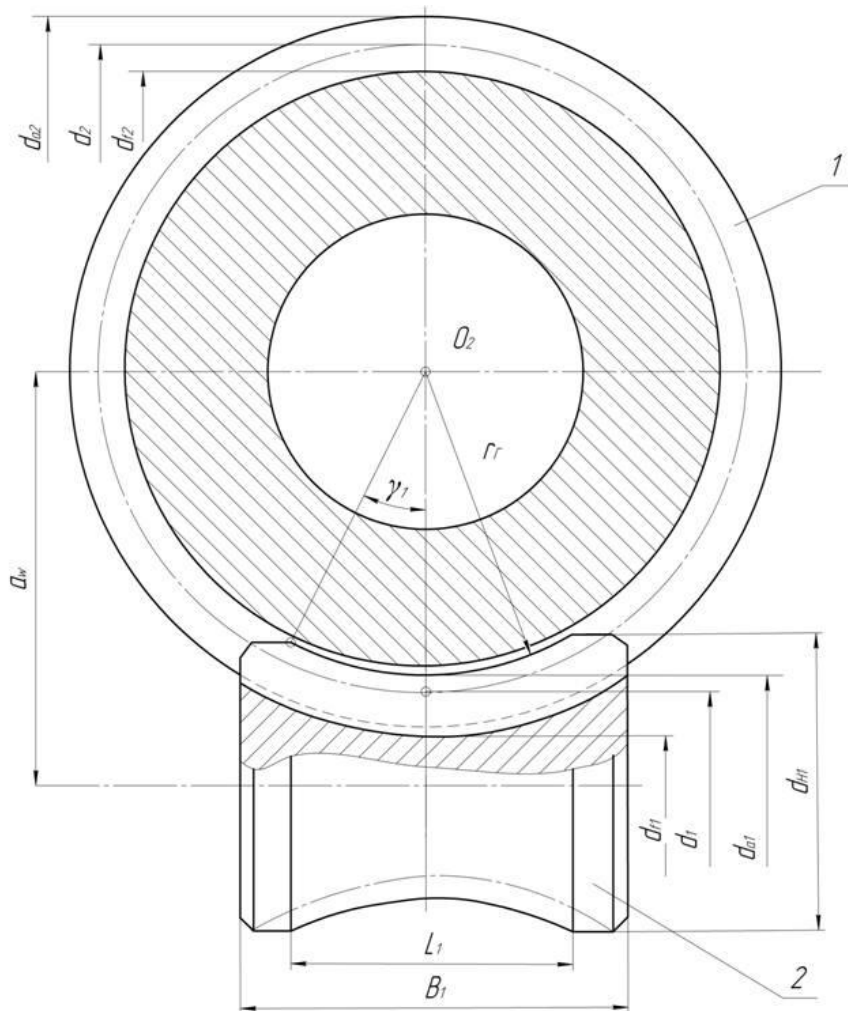


Рис. 8.12. Геометрические параметры передачи

где q - число модулей в диаметре делительной окружности горлового сечения червяка,

$$\left(q = \frac{z_1}{\operatorname{ctg} \beta_1} \right);$$

Таблица 8.2

Параметры червячной передачи

№№ пп	Наименование параметра	ед.из м.	усл. обо зн.	значение
1.	Модуль зацепления	мм	m_n	6
2	Число зубьев колеса	-	z_2	36
3	Число заходов червяка		z_1	1
4	Межосевое расстояние	мм	a_w	135
5	Тип червяка	-	-	глобоидн ый
6	Направление линии витка червяка	-	-	правое
7	Угол наклона линии витка на делительной окружности в горловом сечении	град.	β_1	83,66
8	Угол профиля червяка в осевом сечении	град.	α	20
9	Угол наклона зуба колеса	град	β_2	0
10	Передаточное число	-	U_{12}	36

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n,$$

$$r_T = \frac{d_2}{2} - m_n,$$

$$d_{H1} = d_{a1} + 2r_T(1 - \cos \gamma_1),$$

где $\gamma_1 = \arcsin \frac{L_1}{2r_T}$.

Длина нарезанной части червяка с целью избежания кромочного контакта в глобоидной передаче с линейным касанием зубьев должна соответствовать зависимости [100]:

$$b_1 < 2R_o,$$

где $R_o = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$ (рис. 8.13).

Для принятого в работе варианта локализации контакта опасность кромочного контакта исключается, поэтому длину червяка b_1 можно назначить большей.

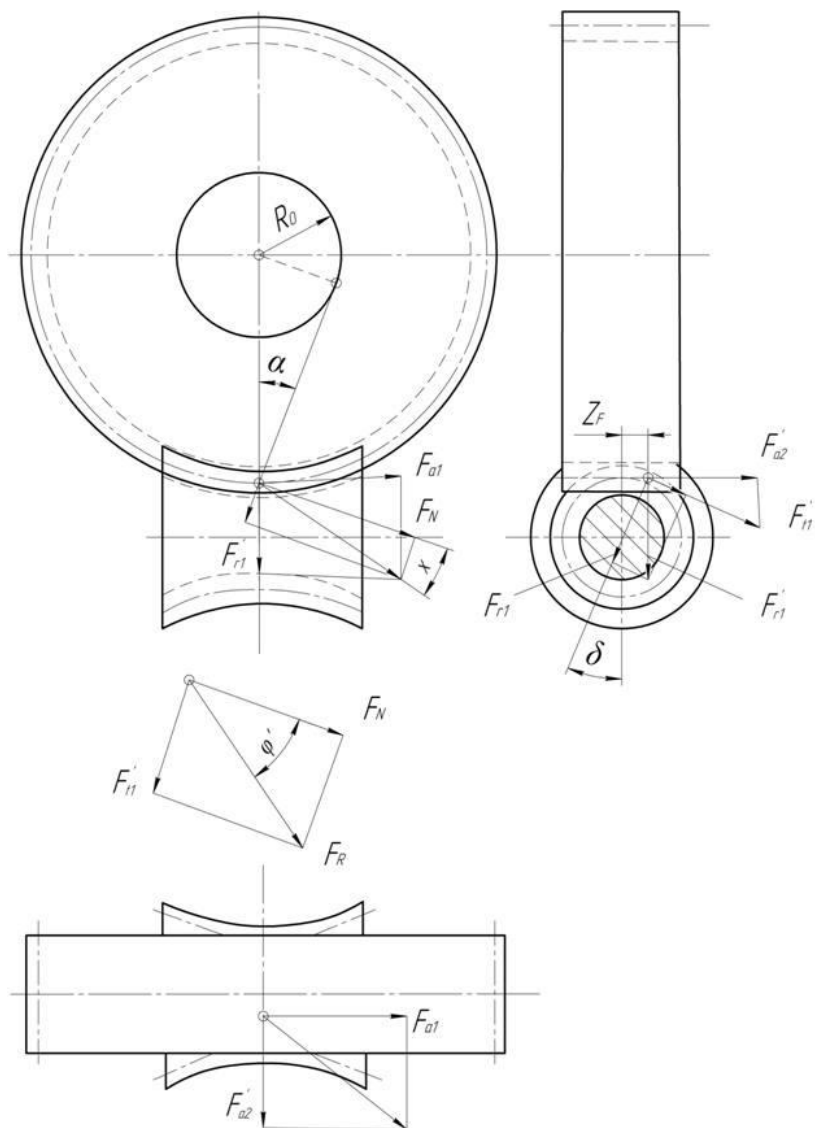


Рис. 8.13. Силы в зацеплении

Вычислительные формулы расчета геометрических размеров опытных передач и их численные значения приведены в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Геометрические размеры опытных передач

№№ пп	Геометрический параметр	Вычислительная формула	Численный пример
0	1	2	3
1	Делительный диаметр колеса, мм	$d_2 = m_n z_2$	216
2	Диаметр вершин зубьев колеса, мм	$d_{a2} = d_2 + 2m_n$	228
3	Диаметр впадин колеса, мм	$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$	201
4	Ширина колеса, мм	b_2	50
5	Число модулей в делительном диаметре червяка (горловое сечение)	$q = \frac{z_1}{\text{ctg} \beta_1}$	9
6	Делительный диаметр червяка в горловом сечении, мм	$d_1 = m_n q$	54
7	Диаметр вершин витков червяка в горловом сечении, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$	66
8	Диаметр впадин червяка в горловом сечении	$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$	39
9	Длина глобоидной	L_1	70

№№ пп	Геометрический параметр	Вычислительная формула	Численный пример
	части червяка, мм		
10	Радиус глобоида, мм	$r_T = \frac{d_2}{2} - m_n$	102
11	Наружный диаметр червяка, мм	$d_{H1} = d_{a1} + 2r_T(1 - \cos \gamma_1)$ $\gamma_1 = \arcsin \frac{L_1}{2r_T}$	
12	Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	100

При расчете на прочность зубьев, валов и опор, а также при исследовании КПД передачи необходимо определение усилий, действующих в зацеплении, т.к. рассматриваемая передача в силу конструктивных особенностей отличается от обычных червячных передач. Основное отличие заключается в том, что передача не имеет полюса зацепления, поэтому расчетная точка приложения равнодействующей F_R (рис. 8.13) усилий в зацеплении смещена относительно межосевого перпендикуляра по оси колеса на расстояние

$$z_T = \frac{d_2}{U_{12} \operatorname{tg} \alpha}.$$

В целях удобства расчетов силу F_R , действующую в зацеплении и приложенную к червяку, разложим на три составляющие, направленные:

а) по касательной к окружности горлового сечения червяка радиуса

$$z = \frac{d_1}{2 \cos \delta},$$

$$F' t_1 = F_N \cdot \operatorname{tg} \varphi',$$

б) вдоль оси червяка

$$F'_{a1} = F_N \frac{\cos(\alpha + x)}{\cos x},$$

в) параллельно межосевому перпендикуляру

$$F'_{T1} = F_N \frac{\sin(\alpha + x)}{\cos x}.$$

В приведенных зависимостях:

φ' - угол трения,

F_N - нормальное усилие в зацеплении,

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{2d_2}{d_1 \cdot U_{12} \cdot \operatorname{tg} \alpha},$$

$$x = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi \sin^2 \delta}{\cos^2 \alpha}}}.$$

Далее, используя расчетную схему рис. 8.13, определим радиальное и полное окружное усилия на червяке:

$$F'_{T1} = F_N \frac{\sin(\alpha + x)}{\cos x} \cos \delta,$$

$$F'_{t1} = F_N \left[\operatorname{tg} \varphi' + \frac{\sin(\alpha + x)}{\cos x} \sin \delta \right].$$

Аналогично определяются усилия, действующие на колесе:

$$\text{окружное } F'_{t2} = F_{a1} = F_N \frac{\cos(\alpha + x)}{\sin x},$$

$$\text{осевое } F'_{a2} = F_N \cdot \operatorname{tg} \varphi' \cos \delta,$$

$$\text{радиальное } F'_{T2} = F_N \left[\frac{\sin(\alpha + x)}{\cos \alpha} + \operatorname{tg} \varphi' \sin \delta \right].$$

С использованием полученных соотношений запишем выражения для определения коэффициента полезного действия передачи. Учитывая, что

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u_{12}},$$

$$\text{где } T_2 = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2}, \quad T_1 = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cos \delta}, \quad \text{получим:}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{ctg} \beta_1 \cdot \cos(\alpha + x) \cos \delta}{\cos x \left[\operatorname{tg} \varphi' + \frac{\sin(\alpha + x) \sin \delta}{\cos x} \right]}.$$

Поскольку угол x весьма мал, для менее точного определения КПД положим $x = 0$. В этом случае:

$$\eta = \frac{\operatorname{ctg} \beta_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \delta}{\operatorname{tg} \varphi' + \sin \alpha \cdot \sin \delta}.$$

Нарезание червяка осуществлялось на зуборезном станке «Modul» с помощью инструмента типа зуборезного долбяка. Колесо передачи было нарезано на том же станке с помощью стандартной червячной фрезы.

С целью установки в инструментальном суппорте станка заготовка червяка была изготовлена с технологическими хвостовиками, соответствующими посадочным поверхностям суппорта. После нарезания элементов пары финишные методы обработки не применялись.

Червяк соответствовал степени точности 8-х по ГОСТ 3675-56, колесо – степени точности 8-С по ГОСТ 1643-81.

Для сравнительных стендовых испытаний была использована червячная передача с архимедовым червяком.

8.1.5. Испытательный стенд и методика проведения испытаний

Для проведения экспериментальных исследований был смонтирован испытательный стенд с разомкнутым потоком мощности (рис. 8.16), состоящий из балансирного электродвигателя - 1 ($N_{НОМ} = 11$ кВт, $n_{НОМ} = 1000$ об/мин), редуктора 1 РЧ 36-6 - 2 с нижним расположением червяка и электромагнитного порошкового нагрузочного тормоза ПТ100М-3, работающего на принципе действия электромагнитных порошковых муфт – эффекте возникновения сопротивления сдвигу в свободном ферромагнитном порошке при наложении на него магнитного поля. В качестве рабочей в тормозе использована смесь карбонильного железа со средним размером частиц 1,5 ... 3,5 мкм и минерального масла марки Л (велосит). Тормозной момент регулируется изменением напряжения и силы тока в цепи питания катушек тормоза. Измерение тормозного момента производится упругим элементом типа камертона и часовым индикатором с ценой деления 0,01 мм.

Индикатор отгарирован таким образом, что отклонению стрелки на одно деление соответствует приращение момента, равное 2,0 Нм.

Балансирный электродвигатель снабжен шкалой, позволяющей измерять вращающий момент на валу электродвигателя с точностью до 0,5 Нм. Кроме того, испытательный стенд снабжен приборами, позволяющими измерять температуру масла в редукторе, температуру окружающего воздуха, силу тока и напряжение питания катушек тормоза.

При испытаниях червячной и глобоидной передач с целью создания одинаковых условий их работы для смазки использовалось масло цилиндрическое тяжелое 38 (цилиндрическое 6). Его кинематическая вязкость (32-44 сст при 100⁰С) равна среднему арифметическому аналогичных показателей масел марок цилиндрическое 24 (вискозин) и цилиндрическое тяжелое 52 (вапор), рекомендуемых, соответственно, для смазки червячных и глобоидных передач [20], [99]. Испытуемые передачи смазывались способом окунания.

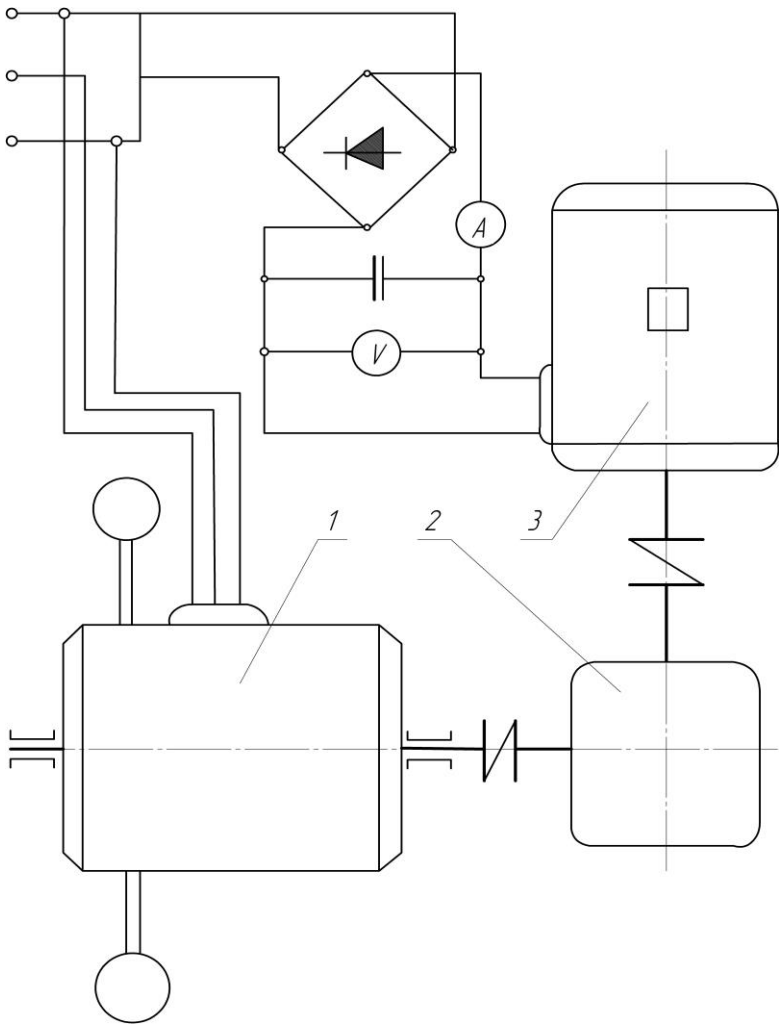


Рис. 8.16. Схема стенда

Испытания каждой передачи проводилось по методике, разработанной в ЦНИИТМАШе, в два этапа [20].

Первый этап заключается в определении термической мощности редуктора, соответствующей температуре нагрева масла в корпусе редуктора при его естественном охлаждении, равной 87-97° С. Испытание редуктора начиналось при нагрузке, равной 1/10

паспортной нагрузки редуктора. В последующем нагрузка увеличилась ступенями до достижения термической мощности редуктора. Одной ступени соответствовала нагрузка 50 Нм.

Переход на следующую ступень осуществлялся после стабилизации температуры масла, наступавшей через 3-3,5 часа. Поскольку серийная и опытная передача специально не прирабатывалась, на каждой из первых 3 ступеней нагружения продолжительность работы составляла 10-15 часов.

Второй этап испытаний сводился к определению нагрузки заедания червячной пары – предельной нагрузки, превышение которой приводит к схватыванию рабочих поверхностей зубьев. Этот этап испытаний проводился при воздушном охлаждении корпуса редуктора с помощью вентилятора. Нагрузка увеличивалась ступенями при достижении стабилизации температуры масляной ванны. Увеличение момента на тормозе при переходе от одной ступни к другой соответствовало 50 Нм.

Критерием определения предельной нагрузочной способности испытуемой передачи, соответствующей нагрузке заедания, служили значительное понижение КПД редуктора (резкое увеличение момента на электродвигателе), а также скачок температуры масла.

По результатам испытаний составлен журнал, в котором через каждые 30 мин. фиксировались моменты на тормозе и мотор-весах, температура масла в редукторе, напряжение и сила тока питания катушек возбуждения тормоза КПД редуктора определялся по формуле:

$$\eta = \frac{T_2}{u_{12} \cdot T_1},$$

где T_1 - момент на электродвигателе,

T_2 - момент на тормозе,

u_{12} - передаточное число редуктора.

8.1.6. Результаты экспериментальных исследований

Стендовые испытания сравниваемых червячных передач проводились в одном и том же корпусе редуктора 1 РЧ 36-6.

Сначала испытывалась передача с цилиндрическим червяком, сборка которой была произведена заводом-изготовителем, затем – глобоидная передача на базе цилиндрического производящего колеса. Во время испытаний серийной передачи при нагрузке на выходном валу редуктора $T_2=150$ Нм было отмечено явление усталостного выкрашивания поверхностей зубьев червячного колеса. Выкрашивание проявилось в виде незначительных оспинок у основания зуба, размер которых увеличивался до достижения нагрузки T_2 -300 Нм, после чего вследствие износа поверхностей зубьев процесс выкрашивания далее не развивался.

При испытании глобоидной передачи также наблюдалось усталостное выкрашивание поверхностей зубьев колеса, начавшееся при нагрузке $T_2=650$ Нм. Процесс питтинга и в том случае не являлся прогрессирующим, что объясняется заметным износом зубьев колеса. Вращающий момент на валу колеса, соответствовавший последней ступени нагружения, составил 1100 Нм; время проведения испытаний – примерно 150 час. Сравнение указанных пятен контакта показывает, что размеры их отличаются незначительно, несмотря на существенную разницу во времени действия приложенных к редуктору нагрузок и их величине. Это позволяет считать износ зубьев колеса, происшедший в результате испытаний, приработочным. Заметная величина износа объясняется высокой степенью локализации контакта.

Процесс испытаний обеих пар сопровождался значительным износом поверхности зуба колеса, поэтому при достижении нагрузки на выходе редуктора $T_2=500$ Нм, которая соответствует номинальной паспортной нагрузке, производилась замена масла. Пятно контакта при этом составляло 60-70% от теоретического.

По данным испытаний построены графики зависимости температуры масла и к.п.д. редуктора от величины вращающего момента на выходном валу (рис. 8.17, 8.18). Кривая 1 соответствует результатам испытаний серийной передачи, кривая 2 – опытной. Термическая мощность редуктора определяется нагрузкой в зоне естественного охлаждения при температуре масла 92 -95°С. Нагрузка заедания для серийной передачи соответствует последней точке кривой 1. Для глобоидной передачи нагрузка,

соответствующая заеданию, не была достигнута вследствие недостаточной мощности тормоза. Однако анализ полученной в результате эксперимента зависимости к.п.д. от нагрузки на валу колеса (рис.8.18, кривая 2) дает основание предполагать, что заедание может наступить при $T_2=1150$ Нм. Отметим здесь наличие существенного разрыва между нагрузочными способностями передач, ограниченными стойкостью поверхностей зубьев против заедания и нагрузками, соответствующими предельной температуре масла при естественном охлаждении, что согласуется с результатами, полученными в работе [20].

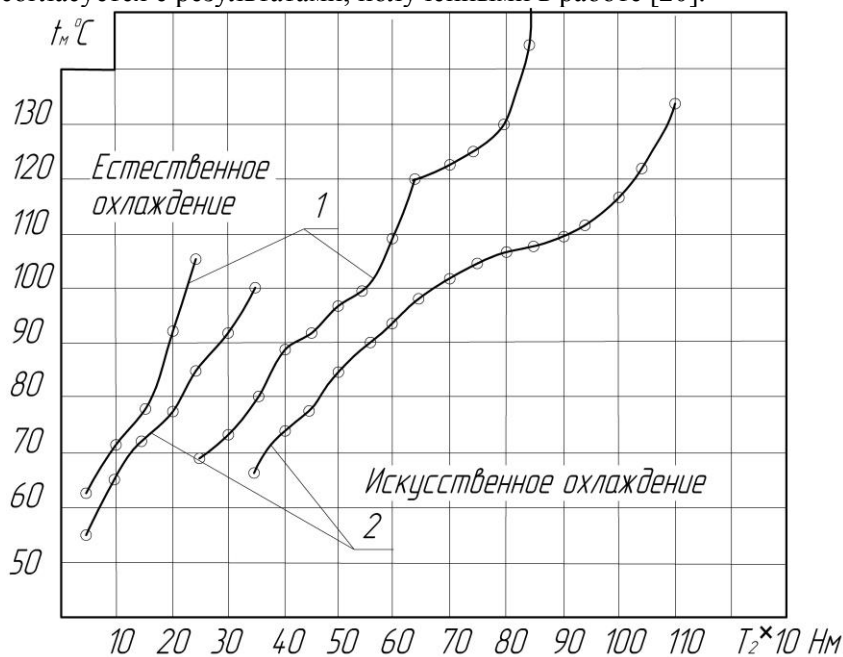


Рис. 8.17. Зависимость температуры масла от нагрузки

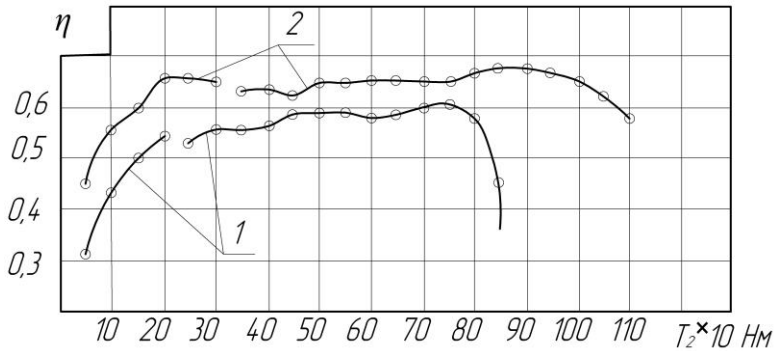


Рис. 8.18. Зависимость КПД от нагрузки

Указанный недостаток объясняется, очевидно, низким КПД передач, недостаточной теплоотдачей корпуса и может быть частично устранен при оснащении редуктора охлаждающим устройством, например, воздушным.

Анализ результатов сравнительных стендовых испытаний показал, что применение глобоидной передачи с цилиндрическим колесом вместо червячной передачи с цилиндрическим архимедовым червяком позволяет снизить температуру масла в редукторе на 10-15⁰С, повысить КПД редуктора на 5-10%, термическую мощность на 50% и нагрузочную способность, ограничиваемую стойкостью поверхностей зубьев против заедания, – на 40%.

8.2. Экспериментальные исследования спироидных передач с увеличенным диаметром червяка

Целью экспериментальных исследований являлась практическая оценка работоспособности синтезированных спироидных передач с увеличенным диаметром червяка. В процессе проведения экспериментальных исследований были решены следующие задачи:

- проектирование и изготовление инструмента для нарезания экспериментальных спироидных передач, а также изготовление передач;
- проектирование и изготовление экспериментального редуктора и испытательного стенда;

– сравнительные стендовые испытания спироидных передач с червяком увеличенного диаметра и базовых передач.

8.2.1. Характеристики исследуемых спироидных передач

Объектом для проведения экспериментальных исследований служили: базовая ортогональная цилиндрическая спироидная передача SZCX [68] с червяком выпукло-вогнутого профиля, боковые поверхности витка которого очерчены дугами окружностей в осевом сечении (в дальнейшем СП1); синтезированные спироидные передачи, имеющие увеличенный, по сравнению с базовым, диаметр червяка: экспериментальная передача СП2 имеет червяк, левая сторона витка которого выполнена выпуклой и очерчена в осевом сечении также дугой окружности, но меньшего радиуса, что позволило уменьшить угол профиля при отсутствии подрезания зубьев спироидного колеса, правая сторона витка имеет вогнутый круговой профиль; спироидная передача СП3 отличается от СП2 использованием червяка с выпуклым круговым профилем правой стороны витка, левая сторона здесь имеет такой же профиль, как в передаче СП2. Основные геометрические параметры исследуемых спироидных передач определены по методике, изложенной в [59], и представлены в табл. 8.4.

По данным, полученным в результате синтеза и последующего анализа передач, разработаны исходные контуры передач СП2 и СП3, показанные на рис. 8.19 и 8.20.

Базовая экспериментальная спироидная передача СП1 представляет собой передачу СП-1К, как она обозначена в главе 7 при численном анализе, передача СП2 имеет левую сторону витка такую, как в передаче СП-4С, правую – как в СП-4К, а передача СП3 совпадает с СП-4С.

Венцы экспериментальных спироидных колес были изготовлены из безоловянной бронзы БРА9ЖЗЛ, материал спироидных червяков – сталь 40Х,

термообработка – объемная закалка до твердости поверхности HRC₂ 50...55.

Черновое нарезание витков червяков осуществлялось на универсальном токарно-винторезном станке с помощью

профильных резцов. Чистовое формообразование производилось на резьбошлифовальном станке 5822M, а также на резьбошлифовальном станке "Klingelnberg" HSS-350, имеющем специальное приспособление для правки шлифовального круга с помощью кулачков-копиров. Контроль профиля витков червяков производился с помощью специальных шаблонов.

Таблица 8.4

Геометрические параметры экспериментальных спироидных передач

Параметры	Обозначение	Значения параметров		
		СП1	СП2	СП3
Межосевое расстояние, мм	a_w	50	50	50
Передаточное число	u	36	36	36
Число заходов червяка	z_1	1	1	1
Число зубьев колеса	z_2	30	36	36
Модуль зацепления, мм	m	3	3	3
Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	30	48	48
Делительный диаметр червяка, мм	d_1	24	42	42
Коэффициент диаметра червяка	q	8	14	14
Внешний диаметр венца спироидного колеса, мм	d_{e2}	180	180	180
Ширина венца колеса, мм	b_2	25	25	25

Профиль левой стороны витка червяка	ρ_L	выпукл. круг.	выпук л. круг.	выпук л. круг.
Радиус профиля, мм		35	27,56	27,56
Делительный угол профиля, °	α_L	32,5	41.43	41,43
Профиль правой стороны витка червяка		вогн. круг.	вогн. круг.	выпук л. круг.
Радиус профиля, мм	ρ_R	45	45	40
Делительный угол профиля, °	α_R	15	10	7,5

**Геометрические параметры исходных контуров
передаточных пар СП2 и СПЗ**

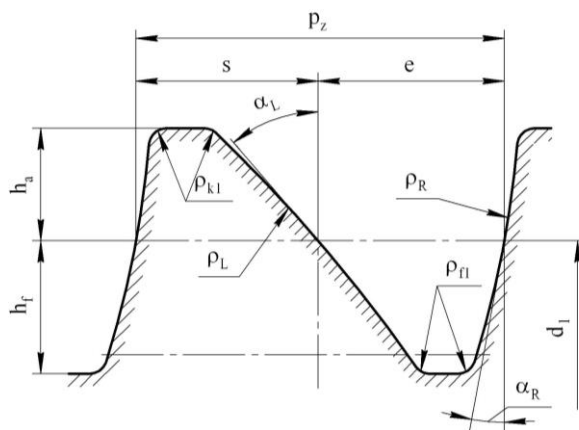


Рис. 8.19. Исходный контур передачи СП2

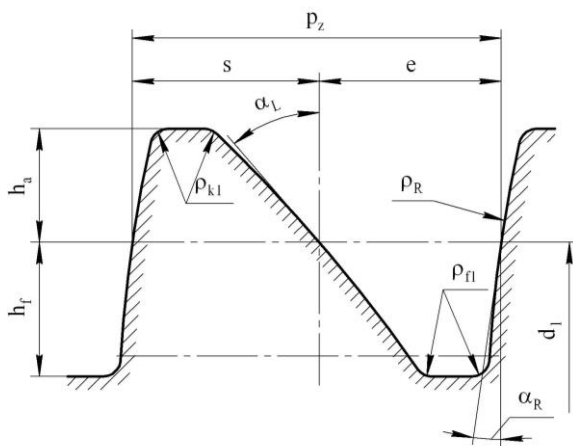


Рис. 8.20. Исходный контур
передачи СП3

С целью упрощения технологии нарезание зубьев экспериментальных спироидных колес производилось зубофрезерованием с помощью резцов-летучек, изготовленных из стали P18 и имеющих твердость рабочих поверхностей HRC_3 62...64.

Изготовление венцов осуществлялось на зубофрезерном станке модели "Pfafter" HP-251, оснащенном протяжным суппортом для создания тангенциальной подачи. Опытные спироидные передачи показаны на рис. 8.21 и 8.22.

Точность изготовления передач соответствовала 8 – 8 – 7 – В степени точности по ГОСТ 3675-81.

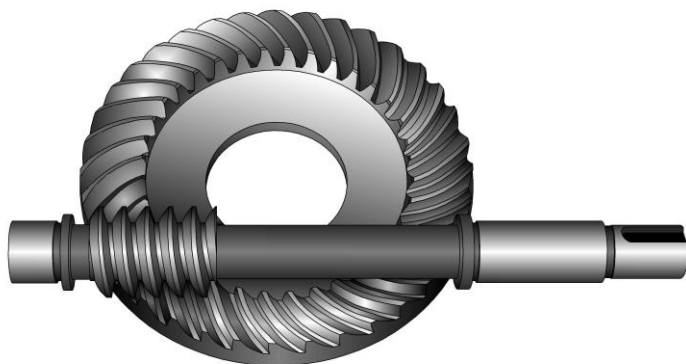


Рис. 8.21. Базовая спироидная передача СП1

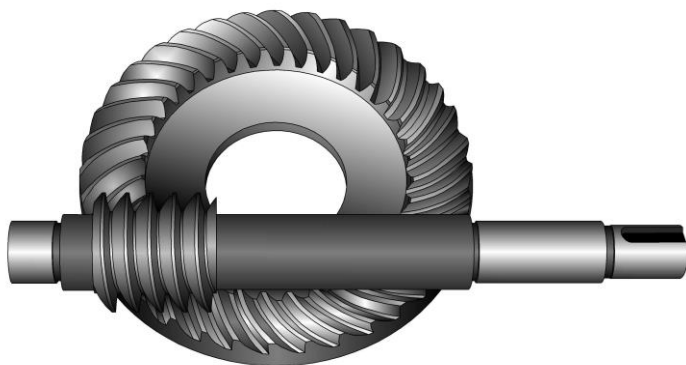


Рис. 8.22. Спироидная передача с увеличенным диаметром червяка СП2

8.2.2. Испытательный стенд и методика проведения испытаний

Для проведения экспериментальных исследований был смонтирован испытательный стенд, работающий по схеме с разомкнутым потоком мощности (рис. 8.23). В качестве привода использован асинхронный электродвигатель переменного тока 1 (4A112M4У3) мощностью 5,5 кВт с частотой вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, балансируно подвешенный в опорах стенда с целью измерения величины вращающего момента путем уравнивания реактивного момента на статоре грузами. Вал электродвигателя с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты 2 соединен с червячным валом редуктора 3. Для проведения испытаний был спроектирован и изготовлен специальный спироидный редуктор, имеющий сварной корпус безразъемной конструкции. Конструкция редуктора предусматривала воздушное охлаждение с принудительным обдувом и водяное – с помощью проточного змеевика, вмонтированного в масляную ванну. Выходной вал редуктора упругой муфтой с торообразной оболочкой 4 соединялся с валом нагружателя 5, в качестве которого был использован электромагнитный порошковый тормоз ПТ100М, работающий на эффекте возникновения сопротивления сдвигу в свободном ферромагнитном порошке при наложении на него магнитного поля. Тормозной момент плавно регулировался изменением напряжения и силы тока в цепи питания обмоток подмагничивания тормоза.

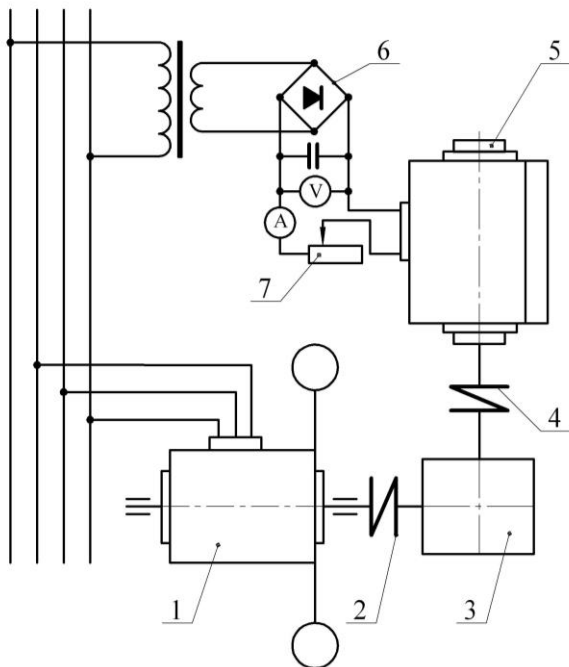


Рис. 8.23. Схема испытательного стенда

Измерение тормозного момента производилось путем измерения деформации упругого элемента типа камертона с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм. Питание катушек тормоза осуществлялось от выпрямителя 6 через реостат 7.

Подвеска балансирного электродвигателя снабжена шкалой, позволявшей измерять вращающий момент на его валу с точностью до 0,25 Нм. Точность измерения момента на валу тормоза при оттарированном измерительном устройстве составляла 2 Нм. Кроме того, стенд оснащен приборами, позволявшими регистрировать напряжение питания и силу тока в обмотках катушек подмагничивания тормоза, температуру масла в редукторе и температуру окружающего воздуха.

Испытания производились с использованием одного корпуса редуктора с нижним расположением червяка, смазка передач

осуществлялась окунанием.

Перед началом испытаний все экспериментальные передачи подвергались ступенчатой приработке под нагрузкой в непрерывном режиме. Приработка начиналась с нагрузки на выходном валу редуктора 75 Нм. В дальнейшем ступени нагружения составляли также 75 Нм. Приработка на каждой ступени велась до установившейся температуры масла в корпусе редуктора, среднее время наработки на каждой ступени составляло 5 - 6 часов при работе левой стороной витка червяка и 3 - 4 часа – при контакте правой. Приработка считалась законченной, если пятно контакта занимало 75 - 80% поверхности зуба спироидного колеса.

На этом этапе для ускорения приработки контактирующих поверхностей зубьев смазка редуктора производилась маслом «цилиндровое 24», которое при проведении основных испытаний заменялось на «цилиндровое 52».

Основные испытания производились по методике, разработанной в ЦНИИТМАШе [20]. Вначале производилось определение термической мощности редуктора, соответствующей нагреву до 95...98°C при принудительном воздушном охлаждении. Нагружение производилось ступенчато, приращение тормозного момента (ΔT_2) составляло 25 Нм. На каждой ступени нагружения производилась выдержка в течение 4 - 5 часов до стабилизации значения КПД и температуры масла. Испытания начинались с нагрузки 100 Нм и до выявления термической мощности.

Дальнейшие испытания продолжались до определения максимальной нагрузочной способности передачи, ограниченной разрушением зубьев, при этом использовалось водяное охлаждение масляной ванны редуктора. Резкое падение КПД, скачок температуры масла и появление дефектов на поверхностях зубьев говорили о критической нагрузке для передачи. Степень нагружения, за которой начинались указанные явления, считалась предельной.

В процессе испытаний регистрировались: температура масла, окружающего воздуха, тормозной момент T_2 и крутящий момент на валу электродвигателя T_1 . Результаты измерений

фиксировались в журнале испытаний каждый час.

Общий КПД редуктора определялся по зависимости:

$$\eta = \frac{T_2 + T_T'}{(T_1 - T_{\Xi}')u}, \quad (8.23)$$

где T_2 – вращающий момент на тормозном устройстве, определяемый по показаниям динамометра, протарированного в единицах момента;

T_1 – вращающий момент на баланс-моторе в процессе испытаний под нагрузкой;

T_T' – составляющая вращающего момента, учитывающая собственные потери в тормозном устройстве;

T_{Ξ}' – момент, уравнивающий баланс-мотор на холостом ходу;

u – передаточное число редуктора.

Необходимо отметить, что общий КПД редуктора η включает в себя потери в зацеплении, в опорах и уплотнениях редуктора, на размешивание масла, а также потери в муфтах. Что касается составляющих вращающих моментов T_T' и T_{Ξ}' , то они определялись как это предложено в [142], и их величины, найденные при тарировке стенда, составляли соответственно 2 Нм и 0,25 Нм.

8.2.3. Результаты экспериментальных исследований

Стендовые испытания экспериментальных спироидных передач производились с использованием одного и того же корпуса редуктора. Первой испытывалась базовая передача СП1. Вначале, как уже упоминалось, передачи подвергались приработке. Время приработки при работе левыми сторонами витка червяка составило 14 часов при наибольшем нагрузочном моменте 225 Нм и 11 часов при работе правыми сторонами при нагрузке 150 Нм. Пятно контакта занимало 90 - 95% поверхности зуба колеса, контактирующей с левой стороной витка червяка и 100% – с

правой.

После окончания приработки заменялось масло в корпусе редуктора и проводились основные испытания. Выявлено, что термическая мощность редуктора при воздушном охлаждении, а также максимальная нагрузочная способность передачи при водяном охлаждении масляной ванны составляют соответственно: при работе левыми сторонами витка червяка 350 Нм и 600 Нм, правыми – 325 Нм и 450 Нм. Наибольший КПД составил соответственно 0,66 и 0,63. Рабочие поверхности витков червяка и зубьев спироидного колеса после приработки и в процессе испытаний не имели повреждений в виде задиров, вырывов и так далее. После окончания испытаний, когда передачи были нагружены тормозным моментом, при котором наблюдался резкий рост температуры масла в редукторе и падение КПД, что характеризовало начало процесса заедания, поверхность зуба колеса покрывалась рисками. Поверхность витков червяка глубоким визуальным изменениям не подвергалась. Длительность основных испытаний составила около 135 час. при работе левыми сторонами витка и около 100 час. – правыми.

Далее испытывалась передача СП2 с червяком увеличенного диаметра.

Вначале она также подвергалась приработке, режимы которой такие же, как при испытании передачи СП1. Установлено, что термическая мощность при воздушном охлаждении и максимальная нагрузочная способность при работе левыми сторонами витка червяка оказались выше и составляли соответственно 450 Нм и 925 Нм, выше также максимальный КПД, который составил 0,68. Испытания, когда работает правая сторона витка, показали также более высокую несущую способность. Термическая мощность и нагрузочная способность передачи равны 350 Нм и 625 Нм, выше оказался и КПД, около 0,66. Продолжительность испытаний при работе левыми и правыми сторонами витка червяка составила соответственно около 195 и 150 час.

Последней испытывалась передача СП3, имеющая червяк такого же диаметра, как и передача СП2. Отличие ее заключается в том, что она имеет выпуклый профиль правой стороны витка червяка, а левая выполнена такой же, как в передаче СП2.

Приработка этой передачи велась так же, как и предыдущих.

Основные испытания передачи при работе правыми сторонами витка червяка установили ее преимущества перед передачами СП1 и СП2. Так, термическая мощность редуктора при его воздушном охлаждении, а также максимальная нагрузочная способность оказались равными 400 Нм и 775 Нм, выше и КПД – около 0,67. Продолжительность испытаний составила 160 час. Результаты испытаний левой стороны витка оказались такими же, как и при испытании передачи СП2.

Для получения более достоверных результатов стендовым испытаниям подвергались по два образца каждой разновидности передачи.

Данные экспериментальных исследований были подвергнуты математической обработке с использованием методики, описанной в работах [60, 216]. При этом в качестве графика зависимости $\eta = f(T_2)$ (КПД) принята парабола второй степени:

$$\eta = a_0 + a_1 T_2 + a_2 T_2^2, \quad (8.24)$$

коэффициенты которой a_0 , a_1 и a_2 были определены с помощью метода наименьших квадратов. Каждая из кривых, отображающая зависимость $\eta = f(T_2)$, разбита на два участка: первый из них отражает проведение эксперимента при воздушном охлаждении редуктора, второй – при водяном охлаждении масляной ванны. При обработке второго участка кривой последняя точка, характеризующая критическую для передачи нагрузку, не рассматривалась. Значения коэффициентов a_0 , a_1 и a_2 для всех кривых приведены в табл. 8.5.

Данные о результатах экспериментальных исследований отражены на графиках, отображающих зависимости температуры масла и КПД от величины крутящего момента на выходном валу. Рис. 8.24 характеризует левую сторону витков червяка, рис. 8.25 – правую. Кривые 1 соответствуют стендовым испытаниям базовой передачи СП1, 2 – передачи СП2 и 3 – испытаниям правой стороны витков червяка передачи СП3, имеющей выпуклый профиль в осевом сечении.

Таблица 8.5

Значения коэффициентов a_0 , a_1 и a_2 уравнения $\eta = f(T_2)$

Испытуемая передача	Сторона витка червяка	Значения коэффициентов уравнения $\eta = a_0 + a_1T_2 + a_2T_2^2$		
		a_0	a_1	a_2

СП1	правая R воздушное охл. водяное охл.	$4943 \cdot 10^{-4}$ $4469 \cdot 10^{-4}$	$988,4 \cdot 10^{-6}$ $856,9 \cdot 10^{-6}$	$-183,2 \cdot 10^{-8}$ $102 \cdot 10^{-8}$
	левая L воздушное охл. водяное охл.	$4034 \cdot 10^{-4}$ $4773 \cdot 10^{-4}$	$1500,3 \cdot 10^{-6}$ $795,4 \cdot 10^{-6}$	$-228,3 \cdot 10^{-8}$ $-87,21 \cdot 10^{-8}$
СП2	правая R воздушное охл. водяное охл.	$4973 \cdot 10^{-4}$ $3677 \cdot 10^{-4}$	$999,3 \cdot 10^{-6}$ $143,9 \cdot 10^{-6}$	$-174,6 \cdot 10^{-8}$ $-113,95 \cdot 10^{-8}$
СП3	правая R воздушное охл. водяное охл.	$5345 \cdot 10^{-4}$ $5881 \cdot 10^{-4}$	$597,3 \cdot 10^{-6}$ $231,8 \cdot 10^{-6}$	$-74,49 \cdot 10^{-8}$ $-17,41 \cdot 10^{-8}$
СП2, СП3	левая L воздушное охл. водяное охл.	$4627 \cdot 10^{-4}$ $6100 \cdot 10^{-4}$	$1038 \cdot 10^{-6}$ $202 \cdot 10^{-6}$	$-125,4 \cdot 10^{-8}$ $-14,9 \cdot 10^{-8}$

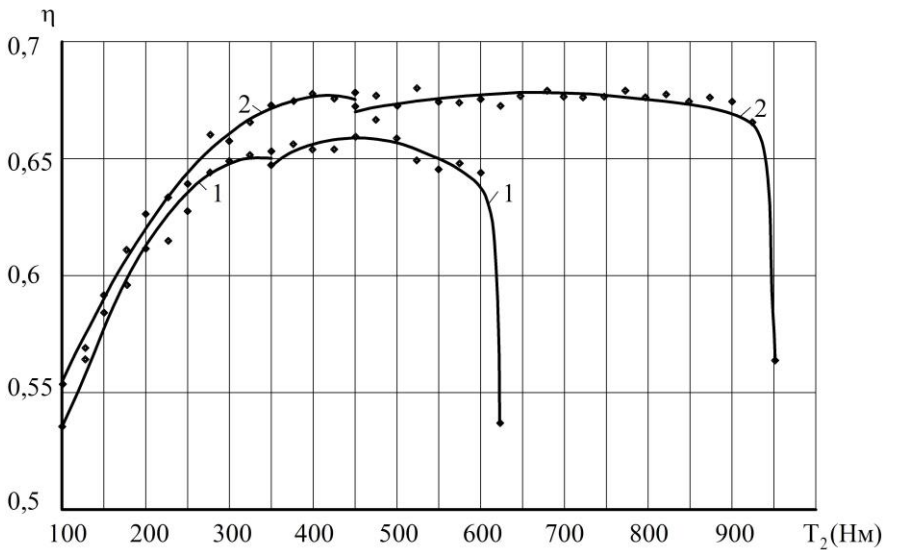
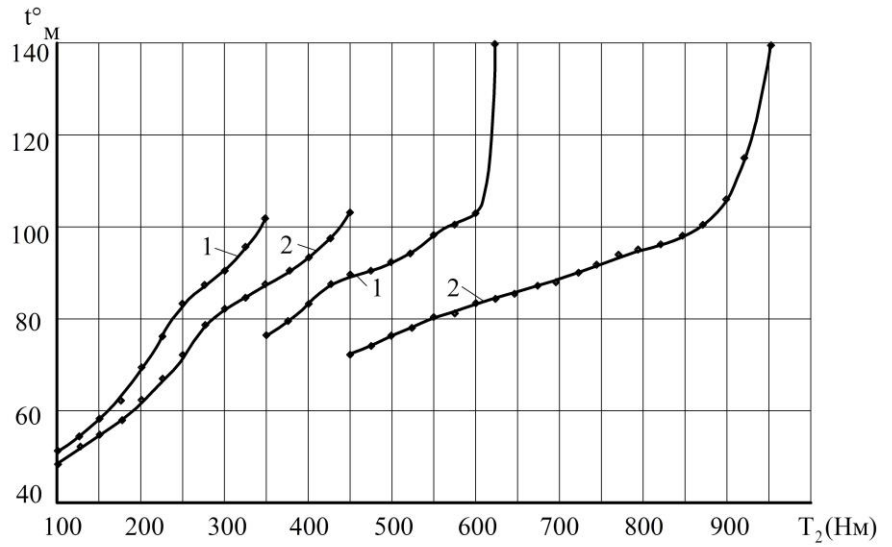


Рис. 8.24. Зависимость температуры масла и КПД установки от крутящего момента для левой стороны витка червяка

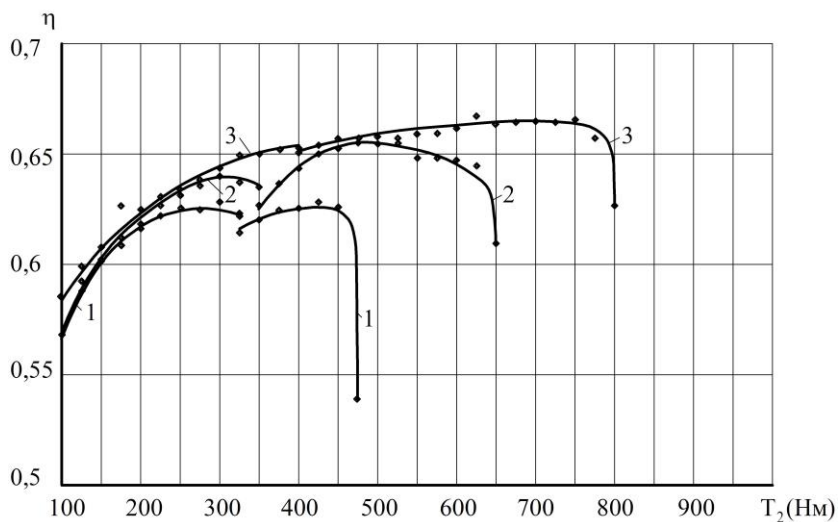
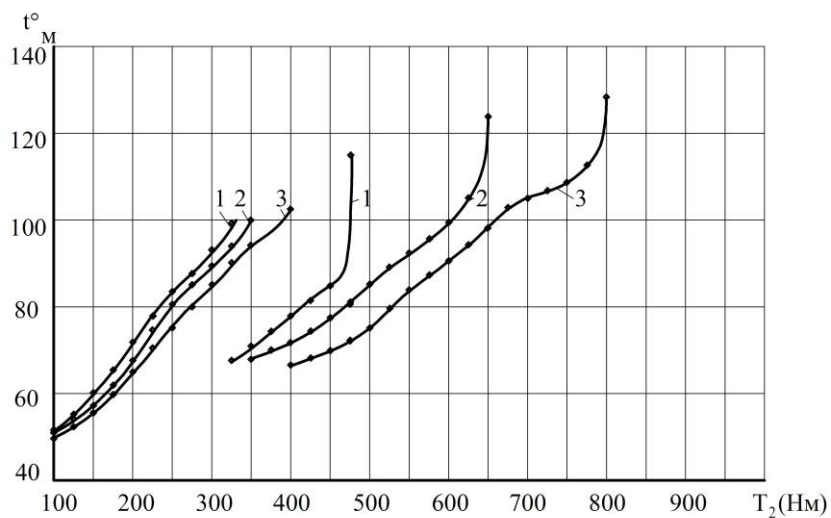


Рис. 8.24. Зависимость температуры масла и КПД установки от крутящего момента для правой стороны витка червяка

Выводы

1. Разработана конструкция глобоидной передачи с локализованным контактом, включающая цилиндрическое эвольвентное прямозубое колесо и глобоидный червяк, боковые поверхности витков которого являются огибающими семейства плоскостей. Указанная конструкция позволяет вести обработку поверхностей зубьев колеса и витков червяка торцовой плоскостью шлифовального круга.

2. Разработан высокопроизводительный способ нарезания глобоидных червяков. При используемых для его осуществления станочных движениях режущие кромки инструмента описывают поверхность прямозубого производящего колеса.

3. Разработан способ нарезания цилиндрических зубчатых колес с профилем зубьев, очерченным эвольвентой окружности произвольного радиуса. Применение последнего позволяет в широких пределах регулировать степень локализации контакта.

4. Спроектированы и изготовлены: инструмент для нарезания глобоидных червяков, опытная глобоидная передача, стенд для сравнительных испытаний червячных передач. Проведенными сравнительными испытаниями установлено, что глобоидные передачи с цилиндрическим колесом обладают повышенной нагрузочной способностью по сравнению с цилиндрическими червячными передачами.

5. На повышении нагрузочной способности спироидного зацепления благоприятно сказывается увеличение диаметра червяка.

6. Для левой стороны витков червяка увеличенного диаметра целесообразно применение выпуклого кругового профиля с меньшим радиусом – это позволяет уменьшить угол профиля при отсутствии подрезания зубьев колеса.

7. Правую сторону витков червяка, имеющего увеличенный диаметр, желательно выполнять выпуклой, что позволяет достичь более высокой нагрузочной способности и КПД в сравнении с червяком вогнутого профиля.

8. Увеличение диаметра червяка спироидной передачи позволяет увеличить диаметр его вала, что благоприятно сказывается на жесткости.

9. Испытанная разновидность спироидной передачи с червяком увеличенного диаметра позволяет сделать вывод о возможности повышения нагрузочной способности на 30 - 35% при одновременном увеличении КПД до 5%.

Необходимо также отметить большой запас нагрузочной способности передачи, который можно реализовать рациональной конструкцией корпуса редуктора, обеспечивающей эффективный отвод тепла.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ЧЕРВЯЧНЫХ, ВИНТОВЫХ ГЛОБОИДНЫХ И СПИРОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ	5
1.1. Исследования червячных передач	5
1.2. Исследования глобоидных передач	7
1.3. Исследования винтовых передач	9
1.4. Исследования спироидных передач	11
1.5. Геометро-кинематические показатели передач зацеплением.....	18
ГЛАВА 2. ОБОБЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИПЕРБОЛОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ	21
2.1. Обобщенные профиль и поверхность зубьев колеса и их элементы	21
2.1.1. Обобщенный профиль зубьев колеса	21
2.1.2. Обобщенная поверхность зубьев колеса (обобщенная производящая поверхность)	24
2.1.3. Нормаль производящей поверхности (поверхность зубьев колеса).....	27
2.1.4. Коэффициенты квадратичных форм производящей поверхности (поверхности зубьев колеса)	30
2.1.5. Нормальная кривизна и геодезическое кручение	

линий на производящей поверхности (на поверхности зубьев колеса)	33
2.2. Математическая модель гиперboloидной передачи с цилиндрическим прямозубым колесом.....	38
2.2.1. Обобщенная геометрия цилиндрического прямозубого колеса.....	38
2.2.2. Зацепление цилиндрического прямозубого и гиперboloидного колес.....	40
2.2.3. Виды передач с прямозубым цилиндрическим колесом.....	48
2.3. Математическая модель гиперboloидной передачи с косозубым цилиндрическим колесом.....	51
2.3.1. Обобщенная геометрия косозубого цилиндрического колеса.....	51
2.3.2. Зацепление косозубого цилиндрического и гиперboloидного колес.....	55
Выводы.....	57

**ГЛАВА 3. МЕТОД СИНТЕЗА ОРТОГОНАЛЬНЫХ
ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ЗАДАНЫМ
ЗНАЧЕНИЯМ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ...** 59

3.1. Производящая поверхность и ее элементы.....	59
3.1.1. Производящая поверхность - косозубое цилиндрическое колесо	62
3.1.2. Производящая поверхность – прямозубое зубчатое колесо	64
3.2. Станочное зацепление	65

3.2.1. Производящая поверхность – косозубое цилиндрическое колесо	68
3.2.2. Производящая поверхность – прямозубое цилиндрическое колесо	70
3.3. Качественные показатели	71
3.3.1. Суммарная скорость движения точек контакта.....	71
3.3.2. Удельные скольжения.....	74
3.3.3. Приведенная кривизна поверхностей зубьев.....	76
3.3.4. Угол между вектором относительной скорости и касательной к характеристике.....	78
3.4. Дифференциальные уравнения для синтеза передач.	80
3.4.1. Дифференциальное уравнение для синтеза передач по заданной величине суммарно скорости	80
3.4.2. Дифференциальное уравнение для синтеза передач по заданной величине угла между вектором скорости скольжения и направлением касательной к характеристике	87
Выводы	88

**ГЛАВА 4. СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНЫХ И ВИНТОВЫХ
ПЕРЕДАЧ ПО МАКСИМАЛЬНОЙ ВЕЛИЧИНЕ
СУММАРНОЙ СКОРОСТИ КАЧЕНИЯ РАБОЧИХ
ПОВЕРХНОСТЕЙ.....**

4.1. Решение дифференциальных уравнений при синтезе передач	89
4.2. Виды синтезируемых передач.....	90
4.3. Исходные данные для синтеза передач	95
4.4. Некоторые элементы производящих поверхностей	

и инструментальных реек для их изготовления	99
Выводы.....	103

ГЛАВА 5. ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИНТЕЗИРОВАННЫХ ПЕРЕДАЧ	104
5.1. Червячная передача ЧП-1	108
5.2. Червячная передача ЧП-2	115
5.3. Глобоидные червячные передачи ГП-1, ГП-2, ГП-12.	119
5.4. Винтовые передачи	126
5.5. Передачи с цилиндрическим прямозубым колесом....	136
Выводы.....	144

ГЛАВА 6. МЕТОД СИНТЕЗА ОРТОГОНАЛЬНОГО СПИРОИДНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО КАЧЕСТВЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ	145
6.1. Геометрия зацепления спироидной передачи при цилиндрической форме червяка	145
6.2. Уравнения поверхности зацепления и поверхности зубьев спироидного колеса	148
6.3. Качественные показатели нагрузочной способности Зацепления	152
6.3.1. Суммарная скорость перемещения контактных линий в перпендикулярном к ним направлении	153
6.3.2. Приведенная кривизна контактирующих поверхностей зубьев.....	154
6.3.3. Угол между вектором относительной скорости	

и направлением контактной линии.....	155
6.3.4. Условие отсутствия подрезания зубьев колеса	155
6.3.5. Коэффициент перекрытия	156
6.4. Расчетные критерии нагрузочной способности	157
6.5. Дифференциальное уравнение для синтеза спироидных передач по заданному значению приведенной кривизны .	164
Выводы	169

ГЛАВА 7. СИНТЕЗ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КАЧЕСТВЕННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

7.1. Решение дифференциальных уравнений при синтезе зацеплений по минимальной приведенной кривизне	170
7.2. Характеристики исследуемых спироидных передач ..	173
7.3. Анализ результатов синтеза	174
7.4. Критерии нагрузочной способности	
синтезированных спироидных передач.....	206
7.5. Профилирование витков червяка синтезированных Передач.....	213
Выводы	213

ГЛАВА 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИНТЕЗИРОВАННЫХ ГЛОБОИДНЫХ И СПИРОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

8.1 Экспериментальные исследования глобоидной передачи с прямозубым колесом	215
8.1.1. Способ нарезания глобоидных червяков	215

8.1.2. Локализация контакта в цилиндро-глобоидной Передаче.....	217
8.1.3. Проектирование инструмента для нарезания червяка	229
8.1.4. Характеристика опытных передач.....	237
8.1.5. Испытательный стенд и методика проведения испытаний	247
8.1.6. Результаты экспериментальных исследований	249
8.2. Экспериментальные исследования спироидных передач с увеличенным диаметром червяка	252
8.2.1. Характеристики исследуемых спироидных передач	253
8.2.2. Испытательный стенд и методика проведения испытаний	262
8.2.3. Результаты экспериментальных исследований	265
Выводы.....	272
ЛИТЕРАТУРА	274

ЛИТЕРАТУРА

1. Абраменко В.Н. Влияние угла конуса червяка на величины приведенных радиусов кривизны взаимоогibaемых поверхностей конической спироидной передачи // Перспективы развития и использования спироидных передач и редукторов: Доклады всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск. 1979. С. 10-13.
2. Абраменко В.Н. Исследование конической спироидной передачи с нелинейчатой винтовой поверхностью витков червяка // Дис. ... канд. техн. наук. Ворошиловград. 1980. 241 с.
3. Акулич В.К., Блейшмидт Л.И., Сагин Л.И., Федотов В.Ф. Вопросы геометрии модифицированного глобоидного зацепления. «Известия вузов. Машиностроение», № 9, 1969, с. 14-20.
4. Акулич В.К. Глобоидное зацепление с поверхностью витков червяка, шлифуемой плоскостью. «Известия вузов. Машиностроение». № 1, 1975, с. 81.
5. Балтаджи С.А. О нахождении обыкновенных узловых точек в червячных передачах. «Известия вузов. Машиностроение», № 7, 1970, с.43.
6. Балтаджи С.А. Определение поверхности зацепления в передачах с геликоидным червяком. «Известия вузов. Машиностроение», № 10, 1973, с.61-64.
7. Балакин П.Д., Лагутин С.А. Червячные передачи, нечувствительные к погрешностям монтажа // Теория и расчет передаточных механизмов. Хабаровск: ХПИ. 1973. С. 129-132.
8. Безруков В.М., Глаз В.И., Лопатин В.А. Длина контактных линий и коэффициент перекрытия гиперболоидной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1976, с. 52-55.
9. Бернацкий И.П. Исследование червячных передач с вогнутым профилем витков червяка, нарезаемых резцом // Известия вузов. Машиностроение. 1962. №10. С. 29-37.
10. Бернацкий И.П., Вьюшкин Н.И., Герасимов Б.К., Комков В.Н. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач // Зубчатые и червячные передачи. Л.: Машиностроение. 1974. С. 193-210.
11. Бернацкий И.П., Нгуен Тхен Фук. Исследование работоспособности некоторых новых видов эвольвентной

червячной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 6, 1974, с.48-51.

12. Бернацкий И.П., Нгуен Тхен Фук. Исследование геометрических факторов, влияющих на работоспособность плоско-колесной эвольвентной червячной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 6, 1973, с.65-69.

13. Бернацкий И.П., Акулич В.К. Глобоидное зацепление с поверхностью червяка, шлифуемой дисковым коническим инструментом. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1971, с.72-76.

14. Бернацкий И.П., Вьюшкин Н.И., Герасимов В.К., Комков В.В. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач. Сб.»Зубчатые и червячные передачи». Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974, с. 193-210.

15. Блейшмидт Л.И., Акулич В.К. О расчете параметров модифицированного глобоидного зацепления. Сб. тр.ЛПИ, № 299, №3, «Машиностроение», л., 1968, с. 256-260.

16. Богатский М.М. Контактные линии в глобоидных передачах с выпуклым и вогнутым профилем червяка. «Известия вузов. Машиностроение», № 8, 1970, с.72-76.

17. Борисов В.Д. О выборе годных участков начальных поверхностей в гиперболоидных передачах с дуговым линейным контактом из условия отсутствия пересечения поверхностей зубьев. «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1974, с.84-88.

18. Борисов В.Д. Пространственные зубчатые передачи с дуговым линейным контактом. «Известия вузов. Машиностроение», № 11, 1965, с.17.

19. Борисов В.Д. Пространственные зубчатые передачи с дуговым линейным контактом // Известия вузов. Машиностроение. 1968. №11. С. 13-17.

20. Борович Л.С. Повышение нагрузочной способности цилиндрических червячных передач за счет использования новой геометрии зацепления. Тр. ЦНИИТМАШ, вып. 28, М., 1962, с. 73-104.

21. Брицкий В.Д. Исключение обыкновенных узловых точек контакта в глобоидной передаче. «Известия вузов. Машиностроение», № 49, 1970, с.84-89.

22. Бурко В.В., Каплун А.М., Третьяк А.Е. Изготовление цилиндро-гиперboloидных передач с зацеплением Новикова. Информ. листок № 93-10/5 УкрНИИТИ, Ворошиловград. межотр. терр. центр научно-техн. информ. и проп., 1976.

23. Бурко В.В. Оптимизационный синтез спироидного зацепления // Снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. научно-технической конференции. Свердловск. 1984. С. 39.

24. Бурко В.В., Подройко В.И., Шишов В.П. Анализ показателей нагрузочной способности спироидных передач с различной геометрией червяка // Проблемы прочности, надежности и долговечности зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Харьков. 1991. С. 86.

25. Васильев В.М., Антипов О.М., Езерская С.В., Гольдфарб В.И., Ардашев Б.Н. К вопросу о целесообразности разработки и освоения производства спироидных редукторов общемашиностроительного применения типа РСУ-40 // Перспективы развития и использования спироидных передач и редукторов: Доклады всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск. 1979. С. 74-79.

26. Васильев В.М., Васильев Ю.В., Гордон М.Б. О разработке способа модификации зубьев колес ортогональной спироидной передачи вида SZC с помощью двух геликоидных производящих червяков // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спироидных передач редукторов: Материалы научно-технического семинара. Ижевск. 1984. С. 14-15.

27. Васильева З.Е. Ортогональная полуэвольвентная винтовая зубчатая передача с локализованным контактом. Тр. ГПИ им. А.А.Жданова, т. XXIII, ВЫП. 1972.

28. Вашенцев Н.С., Ковтушенко А.А., Лагутин С.А. Спироидные передачи в приводах прокатного оборудования // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спироидных передач редукторов: Материалы научно-технического семинара. Ижевск. 1984. С. 27.

29. Вашенцев Н.С., Ковтушенко А.А., Лагутин С.А. А.С. 937837 (СССР). Спироидная передача. Оpubл. в Б.И. №23. 1982.

30. Верховский А.В. Исследование условий работы

червячных передач с замкнутыми линиями контакта // Дис. ... канд. техн. наук. М. 1978. 269 с.

31. Верховский А.В. Червячная передача с эллиптическим осевым профилем червяка. «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1978, с.45.

32. Виноградов А.В., Павлов В.А. Аналитическое исследование геометрии шлифуемого глобоидного червяка. «Известия вузов. Машиностроение», № 5, 1974, с.44-50.

33. Витренко А.Н., Третьяк А.К., Каплун А.М. Разновидность винтовых передач. Информ. листок № 402-10/27. УкрНИИТИ. Ворошиловград межотр. терр. центр научно-техн. информ. и проп., № 597891.

34. Волков Н.Л., Либуркин Л.Я. Авт. свид. № 597891.

35. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. М., Машгиз, 1962, с. 531.

36. Гавриленко В.А., Осипова С.Д. Определение оптимальных параметров начальных поверхностей колес эвольвентных гиперboloидных передач. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1968, с.5-11.

37. Гавриленко В.А., Безруков В.Л. Геометрический расчет зубчатых передач, составленных из эвольвентно-конических колес. «Вестник машиностроения», № 9, 1976, с. 40-44.

38. Грубин А.Н. Червячное зацепление. Оргаметалл, 1936, с. 191.

39. Грубин А.Н. Гидродинамическая теория смазки архимедовых передач. Сб. «Теория и расчет зубчатых передач и подшипников скольжения», М., Машгиз, 1948, с. 5-60.

40. Ганьшин В.А. К синтезу эвольвентной спироидной передачи // Механика машин. М.: Наука. №31-32. 1972. С. 50-54.

41. Георгиев А.К. Элементы геометрической теории спироидных передач // Известия вузов. Машиностроение. 1963. №8. С. 37-45.

42. Георгиев А.К. Определение профиля витков червяка гипоидно-червячной передачи // Повышение надежности деталей и устройств. Ижевск: Удмуртия. 1964. С. 109-119.

43. Георгиев А.К., Модзелевский В.А. А.С. 690212 (СССР) Ортогональная обратно-конусная спироидная передача. Оубл. в Б.И. №37. 1979.

44. Георгиев А.К., Модзелевский В.А. А.С. 457555 (СССР) Устройство к токарно-винторезному станку для нарезания конических червяков. Оpubл. в Б.И. №3. 1975.

45. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. К исследованию нагрузочной способности спироидного редуктора с нешлифованным стальным цилиндрическим червяком и бронзовым колесом // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. №4. 1972. С. 76-86.

46. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. Новая разновидность ортогональной спироидной передачи с цилиндрическим червяком // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. №7. 1975. С. 8-17.

47. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных передач с цилиндрическими червяками // Механика машин. М.: Наука. №31-32. 1972. С. 70-80.

48. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. К исследованию спироидной передачи с цилиндрическим червяком, имеющим витки идеально-переменного шага // Механика машин. М.: Наука. №45. 1974. С. 91-99.

49. Георгиев А.К., Шубин В.А. К вопросу об оценке влияния ряда скоростных факторов на нагрузочную способность пространственного зацепления // Механические передачи: Сборник трудов научно-технической конференции вузов Урала по машиностроению. Ижевск: Удмуртия. 1971. С. 127-134.

50. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. А.С. 208396 (СССР) Зубчатая передача с перекрещивающимися осями. Оpubл. в Б.И. №5. 1983.

51. Георгиев А.К., Шубин В.А. Некоторые результаты исследования нагрузочной способности гипоидно-червячных передач с колесами из чугуна с шаровидным графитом // Исследование и расчет механических передач. Ижевск: Удмуртия. 1966. С. 110-119.

52. Георгиев А.К., Шубин В.А. О некоторых итогах исследования ограничиваемой нагревом нагрузочной способности гипоидно-червячного (спироидного) редуктора со стальной парой // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. №2. 1968. С. 184-199.

53. Георгиев А.К., Лонг В.А. Высокопроизводительный

метод нарезания червяков спироидных передач // Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. всесоюзной научно-технической конференции. Алма-Ата, М. 1985. I часть. С. 16-18.

54. Георгиев А.К., Лонг В.А., Умняшкин В.А. Технические преимущества спироидных главных передач (СГП) автомобилей перед гипоидными главными передачами и экономическая эффективность от освоения серийного производства СГП // Совершенствование методов расчета, конструирования и технологии производства спироидных, гипоидных и червячных передач и редукторов: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Устинов. 1986. С. 58-61.

55. Георгиев А.К., Голубков Н.С. К определению действующих в зацеплении сил и к.п.д. в наиболее общем случае спироидной передачи // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1972. С. 25-30.

56. Георгиев А.К., Кунивер А.С. Локализация контакта в спироидных передачах путем зубообработки их колес инструментом на базе специальных модифицирующих производящих червяков // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спироидных передач редукторов: Материалы научно-технического семинара. Ижевск: Удмуртия. 1984. С. 15-19.

57. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И. К вопросу о схемах нарезания резцом и формах профиля цилиндрических линейчатых червяков спироидных (червячно-гипоидных) передач // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. №4. 1972. С. 47-61.

58. Георгиев А.К. А.С. 201864 (СССР) Ортогональная червячно-коническая передача. Оpubл. в Б.И. 1967.

59. Георгиев А.К., Гольдфарб В.И., Маньшин С.Д., Езерская С.В. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии // Методические рекомендации ВНИИНМАШ Госстандарта СССР. 1977. 85 с.

60. Георгиев А.К., Гольфарб В.И. К исследованию нагрузочной способности спироидного редуктора с нешлифованным стальным червяком и бронзовым колесом // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1972. С. 76-86.

61. Герасимов В.К., Комков В.Н. Классификация и пути

использования существующих расчетных критериев заедания // Тр. Ленинградского политехн. ин-та. 1969. №309. С. 58-64.

62. Голубков Н.С. Некоторые вопросы геометрии зацепления червячно-гипоидных передач // Известия вузов. Машиностроение. 1959. №8. С. 77-85.

63. Гольдфарб В.И. Сравнительное исследование кривизны взаимоогibaемых поверхностей в спироидных цилиндрических передачах с червяками идеально-переменного и постоянного шага витков // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1977. №2. С. 34-39.

64. Гольдфарб В.И., Несмелов И.П., Гильфанов Р.М. Выбор параметров спироидных передач из условия обеспечения повышенной нагрузочной способности // Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Харьков. 1983. С. 86.

65. Гольдфарб В.И., Несмелов И.П., Зензинов А.В. Улучшение показателей спироидных передач на стадии проектирования // Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. всесоюзной научно-технической конференции. Алма-Ата, М. 1985. С. 18.

66. Гольдфарб В.И. Расчет профиля дискового инструмента для обработки выпуклой винтовой поверхности // Совершенствование процессов резания и повышения точности металлорежущих станков. Ижевск: Удмуртия. 1968.

67. Гольдфарб В.И., Кунивер А.С., Мокрецов В.Н. Рациональный выбор параметров спироидной передачи из условия прочности // Проблемы зубчатых передач и редукторостроения: Тез. докл. научно-технической конференции. Харьков. 1993. С. 35.

68. ГОСТ 22850-77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения // Введен 01.01.79. 65 с.

69. Грубин А.Н. Червячное зацепление // М.: Оргметалл. 1936. 191 с.

70. Грубин А.Н. Гидродинамическая теория смазки архимедовых червячных передач // Теория и расчет зубчатых передач и подшипников скольжения. М.: Машгиз. 1948. С. 5-60.

71. Давыдов Я.С. Незвольевентное зацепление. Машгиз. 1950, с. 179.

72. Дикер Я.И. Тороидные передачи и основы их технологии. Сб. «Прогрессивные методы производства зубчатых колес и их технологичность», М., Машгиз, 1962, с. 178-197.

73. Дроздов Ю.Н., Гавриков Ю.А. Новый критерий для расчета зубчатых передач на заедание // Вестник машиностроения. 1967. №7. С. 18-21.

74. Дроздов Ю.Н., Смирнов В.И. Исследование коэффициента трения при высоких параметрах контакта // Вестник машиностроения. 1977. №6. С. 19-23. 50.

75. Дроздов Ю.Н., Смирнов В.И. Противозадирная стойкость высокоскоростных, катящихся со скольжением тел // Вестник машиностроения. 1978. №9. С. 21-25.

76. Дроздов Ю.Н., Ромашкин О.Г. Расчет толщины масляной пленки во фрикционном контакте бесступенчатой передачи. «Машиностроение», Изд. «Наука», № 1, 1980, с. 85-90.

77. Дроздов Ю.Н., Туманишвили Г.И. Толщина смазочного слоя перед заеданием трущихся тел. «Вестник машиностроения», № 49, 1978, с. 8-10.

78. Дусев И.И. Связь между геометрическими и кинематическими параметрами высшей кинематической пары. «Известия СКНЦ ВШ», сер. технические науки, 1973, № 3, с. 28-32.

79. Дусев И.И. Удельное скольжение взаимоогibaемых поверхностей зубьев пространственных зацеплений. «Известия вузов. Машиностроение», № 4, 1968, с.15-18.

80. Дусев И.И., Васильев В.М. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипоидных передач. Ростовское –на –Дону книжн. изд-во, 1968, с.148.

81. Дусев И.И. Выбор критериев качества пространственных зацеплений с локализованным контактом. Сб. «Вопросы проектирования и исследования механизмов машин и автоматов». Новочеркасск, 1978, с. 3-13.

82. Дусев И.И. Подрезание зубьев зубчатых колес при нарезании // Известия вузов. Машиностроение. 1965. №6. С. 12-20.

83. Дусев И.И. Общие вопросы пространственных зацеплений // Тр. Новочеркасского политехн. ин-та. 1969. Т. 187. С. 3-16.

84. Дусев И.И. и др. Синтез зубчатых зацеплений с

управляемым контактом // Вопросы проектирования и исследования механизмов машин и автоматов. Новочеркасск. 1977. С. 3-14

85. Егоров К.А. Исследования по повышению нагрузочной способности винтовых зубчатых передач. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. Владивосток, 1973, с.25.

86. Егоров К.А. Интерференция (подрезание) в передачах, образованных по методу огибания с двумя параметрами. «Известия вузов. Машиностроение», № 7, 1966, с.5-9.

87. Езерская С.В., Быстров М.М. Некоторые результаты исследования нагрузочной способности спироидных редукторов с двумя зонами зацепления // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1976. С. 37-44.

88. Езерская С.В., Георгиев А.К. Вопросы расчета и исследования ортогональных спироидных передач с двухвенцовыми колесами // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спироидных передач редукторов: Материалы научно-технического семинара. Ижевск: Удмуртия. 1984. С. 6-9.

89. Езерская С.В., Георгиев А.К. Некоторые аспекты методики расчета действующих в зацеплении сил и к.п.д. неортогональных спироидных передач вида SKA-K // Совершенствование методов расчета, конструирования и технологии производства спироидных, гипоидных и червячных передач и редукторов: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Устинов. 1986. С. 28-29.

90. Езерская С.В. Некоторые вопросы геометрического расчета двухколесных спироидных передач с цилиндрическими червяками // Механические передачи. Ижевск. 1973. №5. С. 94-103.

91. Ерихов М.Л. Интерференция (подрезание) в передачах, образованных по методу огибания с двумя параметрами // Известия вузов. Машиностроение. 1966. №7. С. 5-9.

92. Ерихов М.Л. Определение кривизн нормальных сечений сопряженных поверхностей с точечным касанием // Известия вузов. Машиностроение. 1966. №8. С. 15-20.

93. Ефименко А.Б. По поводу выбора исходных параметров гиперболюидной невольвентной передачи внутреннего

зацепления. «Известия вузов. Машиностроение», № 5, 1970, с.68-71.

94. Ефименко А.Б. Незвольвентная передача внутреннего зацепления. Тр. МВТУ им. Н.Э.Баумана, № 140, 1970, с. 16-21.

95. Заблонский К.И., Попель О.Е. К расчету прогиба червяка глобоидной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 8, 1973, с.49-50.

96. Заблонский К.И., Телис И.М., Попель О.Е. Влияние смещения червяка на распределение нагрузки в глобоидном зацеплении. «Вестник машиностроения», № 9, с. 9-11.

97. Заблонский К.И. Определение распределения нагрузки между зубьями в глобоидном зацеплении. «Известия вузов. Машиностроение», № 9, 1971, с.56.

98. Заблонский К.И., Клименко А.А. Перемещение линии контакта в червячной передаче с цилиндрическим от его деформации. «Известия вузов. Машиностроение», № 9, 1974, с.44-49.

99. Зак П.С. Глобоидная передача. М., Машгиз, 1962, с.256.

100. Зак П.С. Различные виды червячных передач и методы их производства. Сб. «Прогрессивные методы производства зубчатых колес и их технологичность», М., Машгиз, 1962, с. 198-239.

101. Зак П.С., Тройнин В.А. Об эффективности локализации пятна контакта цилиндрических червячных передачах. «Вестник машиностроения», № 8, 1973, с. 12-15.

102. Зак П.С. Особенности нагруженного контакта в червячных передачах и его роликовое моделирование. «Вестник машиностроения», № 6, 1965, с. 13-16.

103. Зак П.С., Тройнин В.А. Сравнительные испытания цилиндрических червячных передач с обычным и локализованным пятном контакта. «Вестник машиностроения», № 2, 1974, с. 32-37.

104. Зак П.С., Шапиро И.И. О несущей способности контакта в червячных зацеплениях. «Вестник машиностроения», № 3, 1968, с. 14-18.

105. Зарнадзе Ц.И., Вилисова Н.Т. Расчет износа червячных колес в процессе приработки. «Известия вузов. Машиностроение», № 5, 1976, с. 63-66.

106. Зотов Б.Д. Оси зацепления в спироидной передаче //

Известия вузов. Машиностроение. 1961. №6. С. 23-30.

107. Зотов Б.Д., Голубков Н.С. Спироидные передачи // Машиностроитель. 1962. №9. С. 35.

108. Зотов Б.Д. Определение контактных линий в спироидной передаче // Известия вузов. Машиностроение. 1965. №6. С.5-11.

109. Иванов Г.А., Лагутин С.А. Определение к.п.д. ортогональных передач с цилиндрическим червяком. «Известия вузов. Машиностроение», № 6, 1965, с. 13-16.

110. Исида, Уеда, Охаша, Фукуи. Теоретическое и экспериментальное исследование глобoidной передачи нового типа с прямобочными зубьями и огибающим червяком. Тр. американского общества инженеров-механиков «Конструирование и технология машиностроение», т 100, № 3, 1978, с. 39-49, М., изд-во «Мир».

111. Каплун А.М., Шишов В.П. Способ обработки зубчатой передачи. Авт. свид. № 768577.

112. Каплун А.М. Скольжение зубьев пространственных передач. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1980, с. 40-43.

113. Каплун А.М., Шевченко С.В., Бурко В.В. А.С. 1527436 (СССР) Червячная передача. Оpubл. в Б.И. №45. 1989.

114. Каплун А.М. Исследование червячных и винтовых передач с управляемым контактом, образованных с помощью цилиндрического колеса // Дис. ... канд. техн. наук. Ворошиловград. 1981. 248 с.

115. Коднир Д.С. Расчет грузоподъемности подшипников скольжения. Сб. «Теория и расчет зубчатых передач и подшипников скольжения», Машгиз, 1948, с. 216-263.

116. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М., «Машиностроение», 1976, с. 304.

117. Колчин Н.И. Метод винтового комплекса в теории пространственных зацеплений. Сб. «Теория передач в машинах». М., Машгиз, 1963, с. 7-18.

118. . Колчин Н.И. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений. Машгиз, 1949, с. 120.

119. Колчин Н.И. Червячное зацепление с произвольным углом между осями. Сб. «Зубчатые зацепления», М.-Л., Машгиз, 1947, с. 6-42.
120. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров // М.: Наука. 1968. 720 с.
121. Коростелев Л.В. А.С. 257246 (СССР) Червячная передача. Оpubл. в Б.И. №35. 1965.
122. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Известия вузов. Машиностроение. 1964. №10. С. 5-15.
123. Коростелев Л.В., Лагутин С.А. Синтез зубчатых зацеплений с замкнутой линией контакта // Известия вузов. Машиностроение. 1968. №6. С. 44-50.
124. Коростелев Л.В. Особенности зацепления в полюсе червячной передачи. «Машиностроение», № 2, 1967, с. 41-45.
125. Коростелев Л.В. Глобоидная передача. Авт. свид. № 209168.
126. Коростелев Л.В., Балтаджи С.А., Лагутин С.А. Особые линии на поверхности червячной передачи общего вида. «Машиностроение», № 5, 1978, с. 49-56.
127. Кочетков С.М. К расчету теплоотдачи червячных редукторов, «Вестник машиностроения», № 3, 1967, с. 22-24.
128. Кривенко И.С. Общая теория полиглобоидного зацепления второго рода. Тр. Ленингр. кораблестр. ин-та, вы. 1ХН11, С. 95-104.
129. Кривенко И.С. Полиглобоидное зацепление особого рода. Тр. Ленингр. кораблестр. ин-та, вып. 1ХН11, С. 105-112.
130. Кривенко И.С. Геометрия глобоидных и цилиндрических червяков, обработанных дисковым инструментом. «Известия вузов. Машиностроение», № 10, 1964, с. 5-15.
131. Кривенко И.С. Новые типы червячных передач на судах // Л.: Судостроение. 1967. 256 с.
132. Кривенко И.С. Исследование червячных передач с новой геометрией зацепления // М., Л.: Машгиз. 1959. С. 5-73.
133. Крылов Н.Н. Глобоидное зацепление с точечным контактом. Сб. «Зубчатые передачи с зацеплением Новикова». Изд. ВВИА им. Н.Е.Жуковского, 1962, вып. 11, с. 88-103.

134. Крылов Н.Н., Чванова Н.а., Саламандра Б.Л. Синтез глобoidных передач, червяк которых нарезан дисковым инструментом. «Механика машин», вып. 45, М., «Наука», 1974, с. 88-91.

135. Кузлякина В.В. К вопросу исследования формы профиля витков конического червяка гипoidно-червячной передачи, нарезанного дисковым или чашечным инструментом // Известия вузов. Машиностроение. 1971 №3. С. 51-56.

136. Кузлякина В.В. Исследование влияния некоторых параметров станочного зацепления на величину переходных участков у основания витка червяка // Известия вузов. Машиностроение. 1972. №1. С. 49-56.

137. Кунивер А.С. К вопросу проектирования калибров для контроля профиля цилиндрических многозаходных фрез и червяков спирoidных передач новой разновидности // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1976. №1. С. 31-36.

138. Кунивер А.С., Шибанов Э.К. Некоторые вопросы контроля спирoidных цилиндрических червяков и червячных фрез, имеющих различный профиль и разное число заходов // Перспективы развития и использования спирoidных передач и редукторов: Доклады всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск С. 63-69.

139. Кунивер А.С. Некоторые результаты исследования формы зубьев спирoidных колес, нарезанных модифицирующими червяками // Вопросы проектирования, технологии изготовления и внедрения спирoidных передач редукторов: Материалы научно-технического семинара. Ижевск: Удмуртия. 1984. С. 19-21.

140. Лагутин С.А. Червячные передачи с замкнутой линией контакта. «Машиноведение», № 6, 1970, с. 41-46.

141. Лагутин С.А., Серов К.М., Верховский А.В. Метод экспериментального исследования червячных передач с замкнутыми линиями контакта. «Машиноведение», № 6, 1977, с. 56-60.

142. Левитан Ю.В., Обморнов В.П., Васильев В.И. Червячные редукторы. Справочник // Л.: Машиностроение. 1985. 168 с.

143. Либуркин Л.Я. Некоторые качественные характеристики конической передачи. «Машиноведение», № 5, 1968, с. 54-57.

144. Либуркин Л.Я. Подрезание зубьев неэвольвентного колеса для гиперболоидной передачи при нарезании методом зуботочниа. «Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1975, с. 57-60.

145. Либуркин Л.Я. Образование поверхности зуба колеса движением производящей линии. . «Машиноведение», № 16, 1973, с. 51-54.

146. Либуркин Л.Я., Трубняков В.А. Повышение нагрузочной способности винтовой зубчатой передачи. Сб. «Зубчатые и червячные передачи», Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974, с. 210-214.

147. Либуркин Л.Я., Трубняков В.А. Увеличение долговечности винтовой зубчатой передачи. Сб. тр. Ленингр. инж-строит. ин-та, 1977, вып. 1 (127), с. 120-126.

148. . Либуркин Л.Я., Трубняков В.А. Способ нарезания зубчатых колес. Авт. свид. № 489601.

149. Литвин Ф.Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. М.-Л., Машгиз, 1962, с. 103.

150. Литвин Ф.Л., Брицкий В.Л. и др. А. С. 263394 (СССР) Способ обработки червячной передачи с локализацией контакта. Оpubл. в Б.И. №35. 1965.

151. Литвин Ф.Л. Цилиндрические колеса для передачи вращения между перекрещивающимися осями. Сб. «Зубчатые зацепления». М.-Л., Машгиз, 1947, с. 51-102.

152. Литвин Ф.Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. М.-Л., Машгиз, 1962, с.103. «Известия вузов. Машиностроение», № 8, 1976, с. 57-61.

153. Литвин Ф.Л., Комков В.Н., Бернацкий И.П. Червячные передачи с червяком вогнутого профиля. «Вестник машиностроения», № 9, 1967, с. 44-47.

154. Литвин Ф.Л., Бернацкий И.П. Определение и исключение неблагоприятных зон зацепления в цилиндрических червячных передачах. «Вестник машиностроения», № 12, 1976, с. 14-16.

155. Литвин Ф.Л. Развитие геометрии и теории зацеплений. Сб. «Теория передач в машинах». М., «Машиностроение», 1970, с. 3-12.
156. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М., «Наука», 1968, с. 584.
157. Малеванный С.В. Графический метод определения поверхности зацепления эвольвентной червячной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1973, с. 35-61.
158. Макаров А.М. Некоторые вопросы геометрии червячных передач с выпуклым профилем червяка и линейным касанием рабочих поверхностей. Сб. Трудов Всесоюзн. совещ. «Технология и качество зубчатых и червячных передач», Ереван, 1971, с. 262-271.
159. Матюшин В.М. Зубодолбление. М., Машгиз, 1953, с. 184.
160. Мосиенко Д.Я., Гордиенко Э.Л. К вопросу выбора углов начальных конусов и углов подъема винтовой линии гиперболоидной передачи. «Известия вузов. Машиностроение», № 5, 1969, с. 5-10.
161. Нгуен Тхен Фук. Об увеличении нагрузочной способности зубчатых передач. «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1976, с. 65-70.
162. Норде А.П. Краткий курс дифференциальной геометрии. М., Физматгиз, 1958, с. 244.
163. Овчинников В.А. Силы, действующие в зацеплении, и к.п.д. плоскоколесной червячной передачи // Исследование и расчет механических передач. Ижевск. 1966. С. 50-61.
164. Осетров Л.В. Границы поля зацепления червячной передачи с нелинейчатым червяком. «Известия вузов. Машиностроение».
165. Павлов А.М., Богатский М.М. Червячная гиперболоидная передача с локализованным контактом. «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1978, с. 59-62.
166. Павлов А.М., Трубников В.Н. Геометрия и нагрузочная способность зубчатых колес гиперболоидной передачи, нарезанных конической фрезой. «Известия вузов. Машиностроение», № 7, 1972, с. 46-50.

167. Павлов В.А. Глобоидная передача с исходным цилиндрическим колесом. Сб. «Зубчатые и червячные передачи». Л., «Машиностроение», 1964, с. 227.

168. Парубец В.И. А.С. 1002705 (СССР) Червячная цилиндрическая передача.

169. Парубец В.И. А.С. 802678 (СССР) Червячная передача с локализованным контактом. Оpubл. в Б.И. №5. 1981.

170. Писманик К.М. Гипоидные передачи. М., «Машиностроение», 1964, с. 227.

171. Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия // М.: Наука. 1969. 176 с.

172. Подройко В.И., Шевченко С.В., Бурко В.В. К вопросу исследования червячных передач с локализованным контактом // Конструирование и производство транспортных машин. 1984. №16. С. 80-83.

173. Подройко В.И., Бурко В.В., Брежнев А.И. Исследование червячных передач с локализованным контактом активных поверхностей // Совершенствование конструкции и технологии зубообработки передач зацеплением: Тез. докл. научно-технической конференции. Ижевск. 1984. С. 52.

174. Подройко В.И. Синтез червячных передач по экстремальным качественным показателям несущей способности // Дис. ... канд. техн. наук. Ворошиловград. 1986. 301 с.

175. Подройко В.И., Бурко В.В. Повышение нагрузочной способности червячных и спироидных передач // Теория передач в машинах. Новочеркасск. 1983. С. 50-56. Рукопись депонирована в НИИмаше. №345. Мш-Д83.

176. Производство зубчатых колес. Под ред. Б.А.Тайца, изд. 2-е перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1975, с. 708.

177. Прохоров В.И., Прохорова Н.И. Об относительном движении звеньев пространственного зацепления «Машиноведение», № 6, 1978, с. 27-35.

178. Прохоров В.И., Чернышева Н.И. Исследование качественных показателей и выбор постоянных параметров циклоидных зацеплений. «Известия вузов. Машиностроение», № 12, 1978, с. 46-54.

179. Решиков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. М., «Машиностроение», 1975, с. 232.

180. Росливкер Е.Г. Исследование гиперболоидных, цилиндрических и конических передач Новикова. «Зубчатые передачи с зацеплением Новикова». Сб. работ Ростовского –на Дону НИИТМАШ, вып. 10, 1964, с. 5-85.

181. Рудь С.М. Исследование червячно-гипоидной (спироидной) передачи со шлифуемым червяком // Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Владивосток. 1974. 31 с.

182. Сакай, Маки, Уесуги, Хориучи. Исследование глобоидной передачи с модифицированными поверхностями зубьев. Тр. американского общества инженеров-механиков «Конструировании и технология машиностроения», т.100, № 3, 1978, с. 31-38, М., изд-во «Мир».

183. Сегаль М.Г. Влияние погрешностей на условия контакта зубчатой пространственной передачи. «Машиноведение», № 5, 1975, с. 49-55.

184. Солдаткин Е.П. Коэффициенты удельного скольжения в передачах с изменяющимся углом между осями. «Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1978, с. 58-61.

185. Троицкий И.М. Червячно-спироидные передачи с червяком переменного шага и метод их изготовления // Известия вузов. Машиностроение. 1964. №2. С. 50-61.

186. Троицкий И.М. Аналитическое исследование зоны контакта спироидного зацепления с многозаходным червяком // Исследование и расчет механических передач. Ижевск. 1966. С. 82-94.

187. Трубняков В.А. О подрезании колеса, нарезаемого дисковой конической фрезой, для винтовой передачи с элементами глобоидности. «Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1972, с. 60-71.

188. Типаж мотор-редукторов и редукторов общего назначения на 1976-1980 гг. М., НИИМАШ, 1978, с. 25.

189. Умняшкин В.А., Колмаков В.И., Ивайкин В.А., Горянский Г.Н. О результатах сравнительных лабораторно-дорожных испытаний спироидных и гипоидных главных передач приводных мостов автомобилей на противозадирную стойкость // Перспективы развития и использования спироидных передач и редукторов: Доклады всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск. 1979. С. 80-84.

190. Фефер А.М. О контроле толщины витков спироидных цилиндрических червяков при помощи роликов // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1976. №1. С. 45-49.

191. Фефер А.М. Некоторые вопросы точности зацепления, изготовления и монтажа гипоидно-червячных спироидных передач // Автореферат дис. ... канд. техн. наук. М. 1972.

192. Фефер А.М. О точности спироидной передачи с цилиндрическим червяком и колесом, нарезанным резцом-летучкой // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1972. №4. С. 71-75.

193. Фефер А.М. Некоторые вопросы исследования эвольвентной спироидной передачи // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1973. №5. С. 19-27.

194. Фефер А.М. А.С. 209167 (СССР) Спироидная передача. Оpubл. в Б.И. 1968.

195. Фефер А.М. Графический способ определения границ поля зацепления в передаче с перекрещивающимися осями, содержащей цилиндрический червяк. . «Известия вузов. Машиностроение», № 8, 1968, с. 25-28.

196. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением // М.: Машиностроение. 1969. 486 с.

197. Шевелева Г.И. Квазилинейный контакт в зубчатых зацеплениях. «Машиноведение», № 3, 1973, с. 54-62.

198. Шевченко С.В. К выбору параметров выпукловогнутого профиля червяка. . «Известия вузов. Машиностроение», № 2, 1974, с. 79-83.

199. Шишков В.А. Применение кинематического исследования зубчатых пар и способов их обработки.. «Известия вузов. Машиностроение», вып. 5, 1958.

200. Шишков В.А. Образование поверхностей резанием по методу обкатки. М., Машгиз, 1951, с. 152.

201. Шишов В.П., Каплун А.М., Бурко В.В., Панкратов А.И. А.С. 879104 (СССР) Червячная передача. Оpubл. в Б.И. №41. 1981.

202. Шишов В.П., Каплун А.М., Винокуров Г.А. Метод синтеза винтовых (в том числе червячных) передач с улучшенными качественными показателями // Теория передач в машинах. Новочеркасск. 1981. С. 38-43.

203. Шишов В.П., Третьяк А.Е., Величко Н.И. К исследованию качественных показателей цилиндрико-гиперболоидных передач, нарезаемых долбяком. Сб. «Вопросы проектирования и исследования механизмов машин и автоматов». Новочеркасск, 1978, с. 48-55.

204. Шишов В.П., Каплун А.М. Исследования цилиндрико-гиперболоидных передач с локализованным контактом. Тезисы докладов III респ.научно-техн. конф. «Научные основы проектирования машин и автоматизации производственных процессов». Ворошиловград, 1975, с. 66-67.

205. Шишов В.П., Витренко А.Н., Каплун А.М., Третьяк А.Е. Анализ показателей работоспособности ортогональной цилиндрико-гипоидной передачи. Там же, с. 68.

206. Шишов В.П., Витренко А.Н., Каплун А.М., Третьяк А.Е., Бурко В.В. Нарезание гиперболоидных неэвольвентных колес методом зуботочения. Деп.рук. № 870, УкрНИИТИ, Киев, 1978.

207. Шишов В.П., Каплун А.М., Толмачев Ю.А. Способ нарезания глобоидных червяков. Авт. свид. № . Положительное решение ВНИИГПЭ по заявке № 2766468/25-08/072456.

208. Шишов В.П., Каплун А.М., Бурко В.В., Панкратов А.И. Червячная передача. Авт. свид. № . Положительное решение ВНИИГПЭ по заявке № 2767564/25-28/072401/.

209. Шишов В.П., Витренко А.Н., Третьяк А.Е., Каплун А.М. О производящем колесе в цилиндрико-гиперболоидных передачах. Сб. «Конструирование и производство транспортных машин», Харьков, «Вища школа», вып. 9, 1977, с. 120-123.

210. Шишов В.П., Подройко В.И. Синтез передач зацеплением с экстремальными качественными показателями несущей способности // Вестник машиностроения. 1985. №8. С. 33-35.

211. Шишов В.П., Подройко В.И. Червячные передачи с выпуклым профилем витков червяка // Известия вузов. Машиностроение. 1985. №5. С. 32-35.

212. Шишов В.П., Бурко В.В. Экспериментальные исследования спироидных передач с выпуклым профилем витков червяка // Конструирование и производство транспортных машин. Харьков: Основа. 1993. №22. С. 84-87.

213. Шишов В.П., Бурко В.В. Экспериментальные

исследования спироидных передач // Совершенствование методов расчета, конструирования и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спироидных, гипоидных и червячных передач: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Ижевск. 1989. С. 39.

214. Шишов В.П., Подройко В.И., Бурко В.В. Исключение узловых точек контакта в червячных передачах с цилиндрическим червяком // Совершенствование технологии производства спироидных, гипоидных и червячных передач и редукторов: Тез. докл. республиканской научно-технической конференции. Устинов. 1986. С. 57-58.

215. Шубин В.А. Итоги сравнительных стендовых испытаний спироидных и червячных редукторов // Докл. всесоюзного научно-технического совещания. Ижевск. 1979. С. 85-90.

216. Шубин В.А. Способ статистической обработки результатов испытаний редукторов // Механические передачи. Ижевск: Удмуртия. 1976. №1. С. 55-61.

217. Шульц В.В. Оптимальное проектирование зацепления червячных передач // Известия вузов. Машиностроение. 1977. №6. С. 84-85.

218. Шульц В.В., Тихомиров В.В. Оптимальные линии контакта эвольвентных червячных передач // Известия вузов. Машиностроение. 1985. №8. С. 18-21.

219. Шульц В.В., Тихомиров В.В. Геометрическая оптимизация по износу червячных передач // Вестник машиностроения. 1985. №9. С. 24-27.

220. Шульц В.В., Тиунов В.В., Левитан Ю.В. Потери на трение в червячных передачах с различной геометрией. Сб. «Зубчатые и червячные передачи». Л., «Машиностроение», Ленингр. отд-ние, 1974, с. 323-329.

221. Щербаков В.Н. Исследование червячных передач, образуемых с помощью цилиндрического производящего колеса. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., Мосстанкин, 1969, с. 17.

222. Ясько В.В. Синтез зубчатых зацеплений с винтовым движением каждого из колес и с постоянными передаточными

отношениями, не зависящими от положения осей вращения колес. «Машиноведение». № 1, 1977, с. 66-69.

223. Heller G. Ein nevus Globoidschneckengetriebe mitt korrekturfreier und exact achleffbarer Schnecke. Dissertation A, TU Dresden, 1975.

224. Meldner B, Ciszewski A., Marcintak T. Analityczne okreslenie zarysu wymiarow urebienia slimakowego. «Mechanik», 1979, 52, № 6, 321-323.

225. Niemann G., Hever E. Untersuchungen an Schneckengetrieben – «VDI», 1953, № 6, 147-157.

226. Niemann G., Lechenr G. The measurement of surface temperatures on gear teeth. – «Paper ASME», 1964, Lub.-17, pp. 1-11.

227. Sakai T., Maki M., Tamura H. A study on hourglass worm gearing with constant slide roll ratio. «Trans. ASME. J. Mech. Des», 1979, 101, № 2, 274-280.

228. Bohle F. Spiroid Gears and Their Characteristics // Machinery, №6. Januari. 1956.

229. Hegyhati J. Spiroid hajtopar kapcsolodasi viszonyainak elemzese. Gepgyartastechnologia // XXVI. Evfolyam. 1. Szam/1986. Januar.

230. Nelson W.D. Spiroid Gearing // Machine Design. Februari. 1. March. 1. 16. 1961.

231. Saari O. The Matematikal Background of Spiroid Gears // Industrial Math. 1956. №7. S. 131-144.

232. Saari O. Skew axis gearing (We Illionois Tool Works inc) Pat. F2. B3 (F06h) №940501. 1959.