

На правах рукописи



Пандуров Михаил Алексеевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЛИНЕЙНЫХ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 2026

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Научный руководитель:

Чиркин Александр Вадимович

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Поляков Павел Александрович

Доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механика и конструирование», Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», г. Набережные Челны

Киреев Сергей Олегович

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Цифровые технологии в нефтегазовом комплексе» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», г. Ростов-на-Дону

Ведущая организация:

ГНЦ, ФАУ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»,
г. Москва

Защита состоится «18» июня 2026 г. в 12:00 на заседании диссертационного совета 24.2.331.11 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью учреждения (организации), просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1., ученому секретарю совета 24.2.331.11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н. Э. Баумана: www.bmstu.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент



Ларюшкин Павел Андреевич

Актуальность темы диссертации. В машиностроении применяются линейные приводы различных типов, каждый из которых обладает рядом уникальных свойств. Например, линейные электрические двигатели обладают высокой скоростью и ходом, но при этом у них низкая жёсткость и высокая металлоёмкость. Приводы на основе передачи винт-гайка качения жёсткие и неметаллоёмкие, но обладают относительно малым ходом. Приводы на основе передачи рейка-шестерня можно сделать с большим ходом, но они нежёсткие и требуют дополнительного редуктора.

Сравнение различных типов приводов показывает, что существует проблема – отсутствуют линейные приводы, которые были бы одновременно жёсткими и имели большой ход. Такие приводы актуальны для крупногабаритного технологического оборудования, например для токарно-карусельных станков или станков с рабочей зоной более 2 м.

Эту проблему решает разрабатываемая в диссертации линейная планетарно-цевочная передача (ЛПЦП). Она сочетает достоинства разных передач: высокую точность, жёсткость, низкую металлоёмкость, а также большой ход. Это достигается за счёт многопарности зацепления и формы зубьев; большая величина хода получается за счёт использования рейки, конструкция которой, за исключением зубьев, повторяет рейку в стандартной передаче рейка-шестерня.

ЛПЦП создана на базе круговой планетарно-цевочной передачи. Для них уже разработаны методики расчета. Однако ЛПЦП являются новым типом передач – способов их расчёта и проектирования не существует. Поэтому создание методов геометрического и силового расчета, рекомендаций по проектированию и экспериментальная проверка работоспособности этих передач являются актуальными.

Цель работы – разработка линейных приводов нового типа, обладающих высокими нагрузочными характеристиками и большим ходом для обеспечения конкурентоспособности машин.

Задачи исследования:

1. Разработка метода геометрического синтеза и метода определения нагрузок в зацеплении и опорах линейной планетарно-цевочной передачи;
2. Создание опытного образца линейной планетарно-цевочной передачи и экспериментальная верификация предложенного метода расчета нагрузок;
3. Разработка инженерных рекомендаций по проектированию оптимальных по габаритам линейных планетарно-цевочных передач.

Область исследования диссертации соответствует пунктам 1, 2 и 3 паспорта научной специальности 2.5.2. Машиноведение: «синтез структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин, оптимизация параметров»; «теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин»; «методы кинематического и динамического анализа, в том числе математического моделирования, анимационного и экспериментального исследования механизмов».

Научная новизна:

1. Выполнен синтез нового типа передачи – линейной планетарно-цевочной, преобразующей вращательное движение в поступательное, совмещающий достоинства различных видов передач – жёсткость и точность роliko-винтовой передачи, и возможность масштабирования хода реечной;
2. Предложен оригинальный метод определения нагрузок в линейной планетарно-цевочной передаче, который позволяет найти нагрузки в зацеплении и узлах передачи;
3. Предложен оригинальный метод, позволяющий определить оптимальные массогабаритные характеристики линейной планетарно-цевочной передачи при заданных нагрузке и ресурсе.

Практическая значимость:

1. Впервые предложена методика, разработана экспериментальная установка и получены новые экспериментальные данные по распределению сил, действующих в зацеплении и в опорах линейной планетарно-цевочной передачи;
2. Предложены практические инженерные рекомендации по проектированию линейных планетарно-цевочных передач.

Реализация результатов работы. Полученные результаты использованы в АО «Композит» при проектировании привода иглопробивного станка, а также в ММЗ «Авангард», при выполнении задач предприятия, что подтверждено соответствующими актами.

Основные положения, выносимые на защиту

1. Метод определения основных параметров линейной планетарно-цевочной передачи, определение формы зуба и геометрических ограничений на параметры передачи;
2. Установленная взаимосвязь действующих контактных напряжений в линейной планетарно-цевочной передаче от внешних силовых воздействий и геометрических размеров передачи;
3. Метод проектного расчета конструктивных параметров линейной планетарно-цевочной передачи, позволяющий получить наименьшие размеры проектируемой передачи;
4. Методика экспериментальной верификации модели распределения нагрузки между сателлитами.

Обоснованность и достоверность полученных результатов обеспечивается использованием современных средств измерений при проведении экспериментальных исследований, использованием общепринятых расчетных допущений и согласованностью результатов проведённых экспериментов и теоретических расчётов.

Апробация работы. Основные результаты работы прошли положительную апробацию на международных конференциях: «Современное машиностроение. Наука и образование», Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург, 2024; «Современные проблемы машиностроения»,

Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Томск, 2025. Также докладывались на заседаниях кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2026.

Публикации. По теме проведенных исследований опубликовано 5 работ: 4 статьи в периодических изданиях, включенных в Перечень ВАК РФ (общим объемом 1,73 п.л.), в том числе 2 статьи, индексируемые также в библиографической базе Scopus; 1 статья в сборниках тезисов международных конференций.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 105 наименований и приложения. Объем диссертации составляет 141 страницу, включая 58 рисунков и 12 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и решаемые в ней задачи, научная новизна, практическая значимость и основные положения, выносимые на защиту.

В Главе 1 приведены общие сведения о механизмах преобразования вращательного движения в поступательное, проанализированы их характеристики. Выявлено, что на выбор привода из каталога и проектирование влияет ряд параметров: осевая сила на приводе, максимальная скорость перемещения, точность, жесткость, передаточное отношение, ход, степень защиты по ГОСТ 14254-2015, масса привода и масса подвижных частей, сложность изготовления.

Рассмотрены различные приводы, представленные в каталогах, научных статьях и патентах. Каждый из применяемых приводов обладает уникальным набором характеристик.

Пневмоприводы не могут быть жесткими и сильно ограничены по ходу. При этом никогда не используются для точного позиционирования (за исключением позиционирования по упорам). Гидроприводы имеют большую жесткость и поэтому могут применяться для точного позиционирования, но для этого необходимо использование системы с обратной связью по положению, что значительно усложняет конструкцию привода. Помимо этого, гидроприводы управляются гидростанцией, представляющей собой сложный узел, понижающий надежность привода и удорожающий конструкцию.

Линейный электродвигатель имеет простую конструкцию, но требует управления по обратной связи и не может развить большие усилия.

Механические передачи могут развивать значительные усилия, обладают высокой точностью и жесткостью. Из механических передач можно выделить реечные и винтовые. В реечных передачах каретка перемещается вдоль рейки, жестко закрепленной на станине. Эта особенность позволяет изготавливать реечные приводы практически неограниченной длины, но при этом все распространенные реечные передачи обладают большим передаточным отношением. То есть каретка в них за один оборот вала перемещается на большое расстояние. Для обеспечения большой силы таким приводам требуется устанавливать редуктор. Винтовые передачи не могут быть изготовлены большой длины, так как длинные винты теряют

устойчивость и не могут быть жесткими, но в то же время винтовые передачи обладают малым передаточным отношением, что позволяет использовать их без промежуточного редуктора.

Также в работе проанализированы цепные, ременные и червячно-реечные передачи. Численные значения характеристик всех приводов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Характеристики линейных приводов

Передача	Осевая сила, кН	Скорость перемещения (типовая / максимальная), м/с	Точность, мкм	Жесткость, Н/мкм	Ход (типовой / максимальный), м	Масса (общая / подвижной части), кг	Степень защиты, IP	Передаточное отношение, мм/об	Сложность изготовления (оценка)
Пневмоцилиндр	7,5	1,5 / 5	-	-	2 / 10	10 / 3	68	-	2
Гидроцилиндр	100	0,5 / 1	10*	600*	3 / 10	100 / 20	68	-	4
Линейный двигатель	5	5 / 15	1*	700*	2 / ∞	10 / 5	54	-	5
Цепной линейный привод	35	0,25 / 1	500	?	5 / 10	30 / 15	44	100-360	4
Ременный линейный привод	5	5 / 15	100-10 ³	?	6 / 12	15 / 7	44	40-250	1
Реечная передача	10	5 / 10	30-300	10-30	2 / ∞	20 / 7	44	100-400	2
ШВП	20	1,5 / 4	6-200	0-90	2 / 4	20 / 10	40	2-20	3
РВП	60	1 / 1,5	6-25	70-200	2 / 6	25 / 10	40	5-30	3

* – при использовании обратной связи по положению

Возникает задача создания реечного привода, обладающего малым передаточным отношением и высокой жёсткостью.

В Главе 2 описана разработка нового типа передач. В качестве типа зацепления для передачи выбрано планетарно-цевочное. Передачи такого типа отличаются высокой точностью, жесткостью благодаря многопарности зацепления. Обычно такие передачи применяют для редукторов вращения.

На рис. 1а показан редуктор вращения, работоспособность данного редуктора сохраняется даже если обойма с цевками не образует полную окружность

(рис.1, б). При увеличении радиуса обоймы в такой передаче до бесконечности получится линейная планетарно-цевочная передача (ЛПЦП) (рис. 1в). Такая передача состоит из эксцентриковых валов 1, которые при вращении приводят сателлит 2 в круговое движение – плоскопараллельное движение, при котором каждая точка тела движется по окружности. При этом сателлит своими зубьями отталкивается от цевок 3, закреплённых в цевочной рейке 4.

Следует отметить, что в ЛПЦП сателлит взаимодействует с цевками только половину оборота эксцентрикового вала. Для обеспечения непрерывности вращения в передаче обязательно должно быть не менее трех сателлитов. Увеличение числа сателлитов делает работу передачи более плавной.

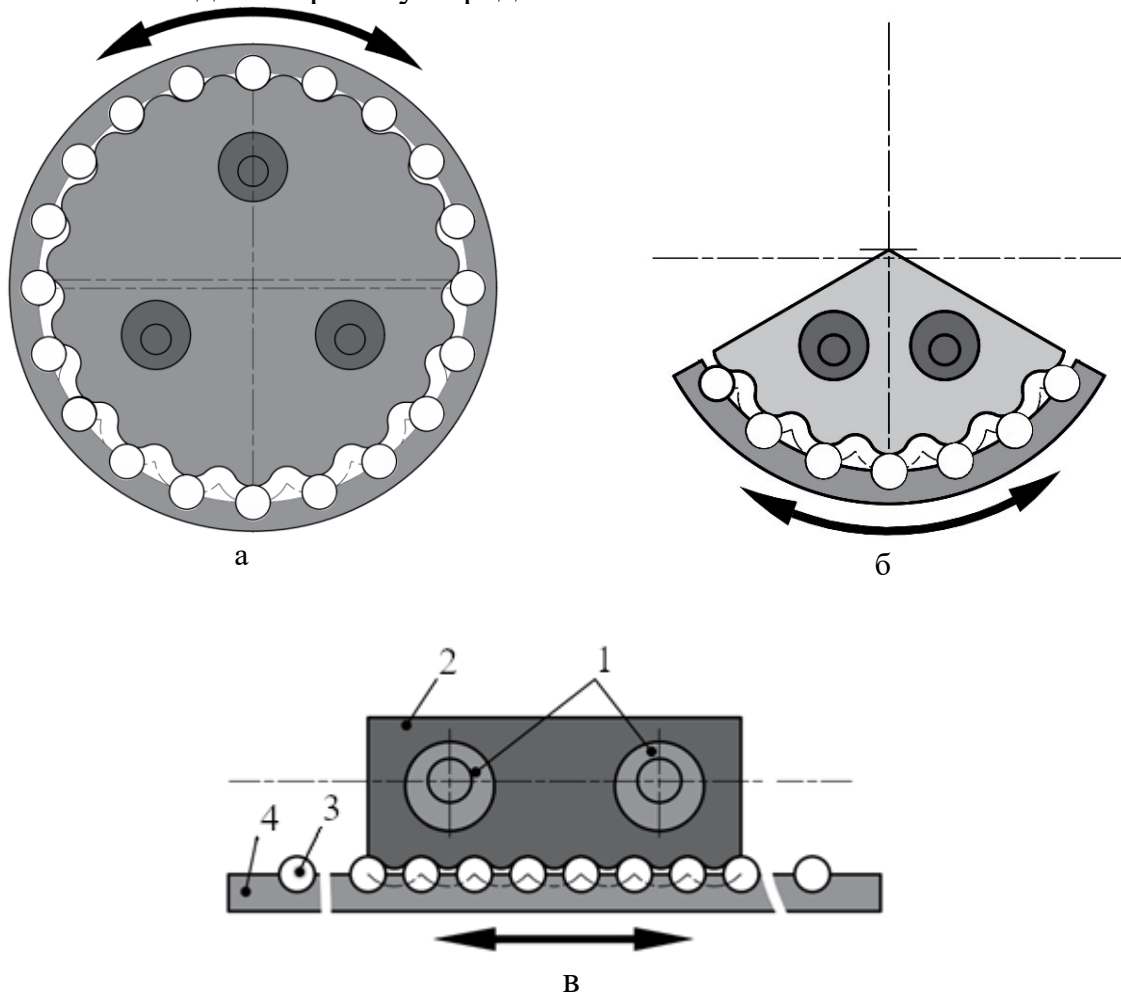


Рис. 1. Переход к линейной передаче

а – круговая передача, б – секторная передача, в – линейная передача

Сателлиты в ЛПЦП расположены блоком, как показано на рис. 2. Их основными конструктивными элементами являются зубья и отверстия под подшипники. Основными параметрами зубьев является их шаг p , диаметр цевки d_c и эксцентриситет e . Каждый сателлит содержит z_s зубьев.

При проектировании передач удобно использовать безразмерные коэффициенты. В данной работе это позволит значительно упростить формулы и четче выявить взаимосвязь некоторых характеристик. Шаг зубьев примем за

размерный параметр, а диаметр цевки d_c и эксцентриситет e выразим через коэффициенты диаметра цевки k_d и коэффициент укорочения циклоиды λ :

$$d_c = k_d p, \quad (1)$$

$$e = \frac{p\lambda}{2\pi}. \quad (2)$$

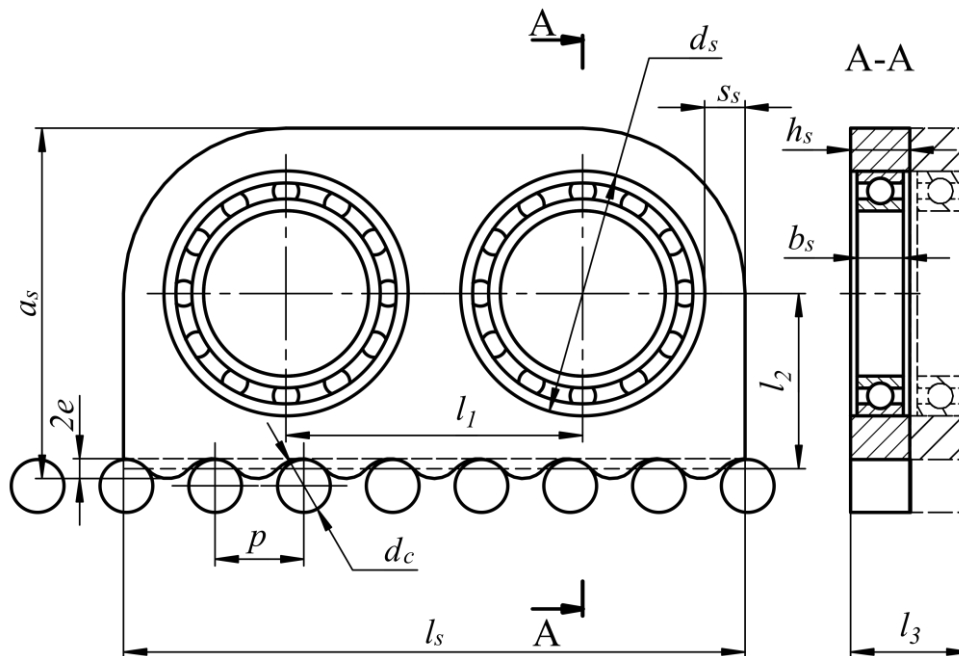


Рис. 2. Эскиз сателлитов передачи

Коэффициенты k_d и λ влияют на форму зуба сателлита P , которая описывается следующими уравнениями:

$$C(t) = \frac{p}{2\pi} \left[\lambda \begin{pmatrix} \sin t \\ -\cos t \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} t \\ 0 \end{pmatrix} \right], \quad (3)$$

$$N(t) = \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos(t) + 1}} \left[\lambda \begin{pmatrix} -\sin t \\ \cos t \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} \right], \quad (4)$$

$$P(t) = C(t) - \frac{d_c}{2} N(t). \quad (5)$$

где: t – угол поворота эксцентрикового вала, C – вектор, описывающий циклоиду, N – нормаль к циклоиде. Форма зубьев сателлита показана на рис. 3.

Форму зуба сателлита можно варьировать, изменяя параметры k_d и λ . Исследована зависимость кривизны сателлита от этих параметров, выведена формула, позволяющая определить кривизну сателлита в любой точке.

От формы зуба также зависят силовые характеристики передачи, а именно сила, возникающая в зацеплении и других элементах привода.

В работе предложено два способа расчета сил в зацеплении. Оба способа основаны на задании элементарного перемещения рейки и рассмотрении упруго-равновесного статически неопределимого состояния системы. Отличие способов заключается в том, что второй учитывает зазор и трение в зацеплении. Это позволяет более точно определить нагрузки в зацеплении, но значительно усложняет расчет. На рис. 4 показаны графики силы в зацеплении, из которых видно, что учет

зазоров и трения увеличивает силу в передаче, но не значительно. Дана рекомендация: при проектном расчете использовать расчет без зазоров и трения, а при проверке – учесть максимально возможное число факторов.

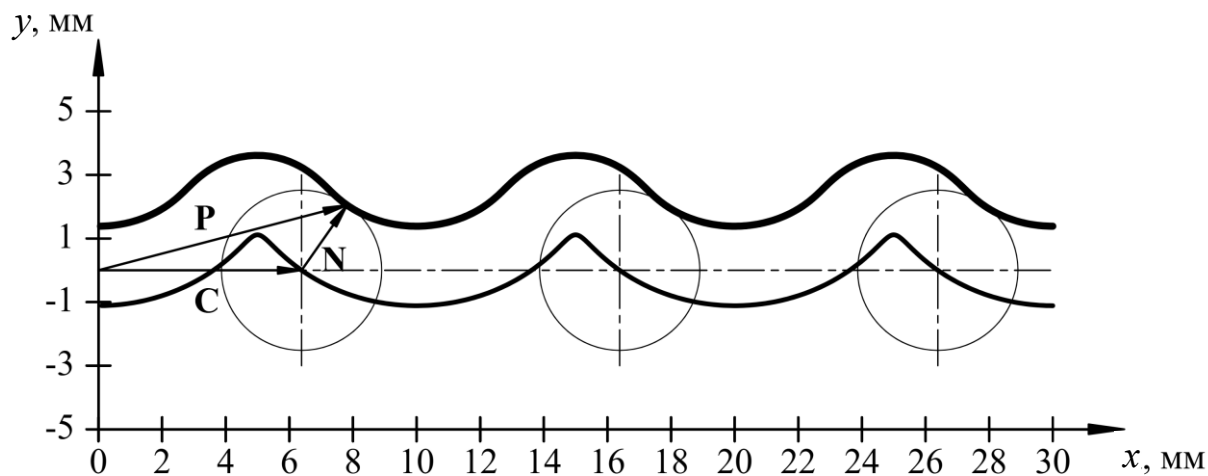


Рис. 3. Форма зубьев сателлита

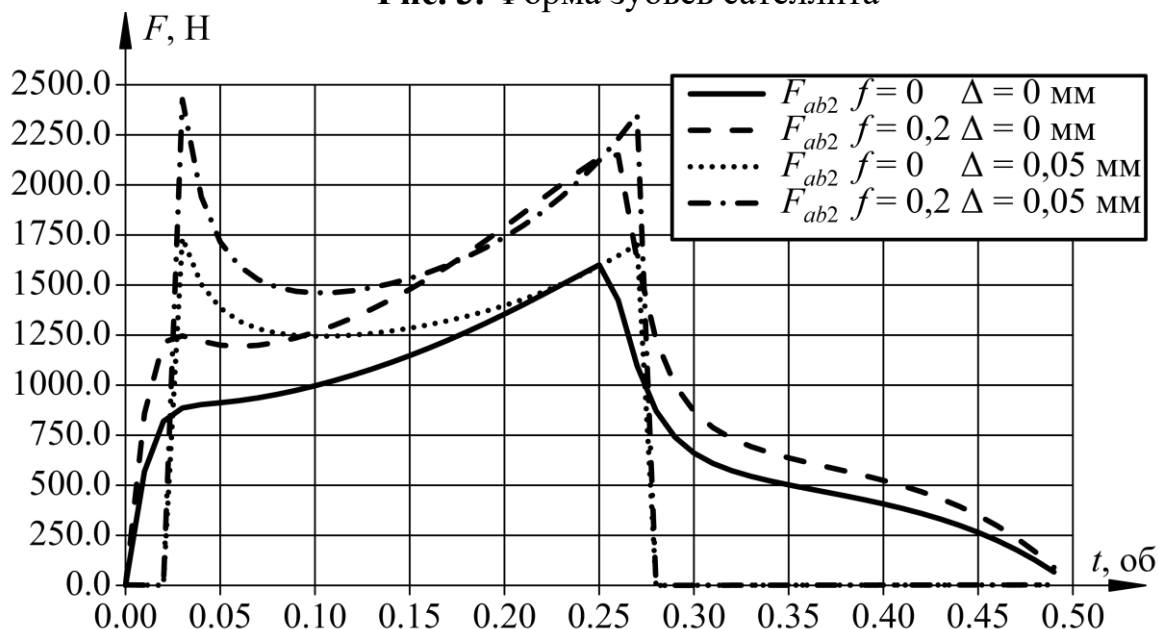


Рис. 4. Силы в зацеплении

Представлен метод определения сил во всех узлах механизма: подшипниках сателлита, подшипниках корпуса и на направляющих. Эти силы показаны на рис. 5.

При выполнении силового расчета передачи рассматривалась ситуация, в которой двигатель подключен только к одному из эксцентриковых валов, а на второй нагрузка передается через сателлиты. Такая схема наиболее простая, так как при подключении двигателя к обоим валам необходимо применение механизмов синхронизации крутящего момента.

Однако при вращении только одного из валов сателлиты испытывают дополнительную нагрузку F_b , которую необходимо вычислить по формуле:

$$F_b = \frac{2F \sin(t)}{\lambda n_c}, \quad (6)$$

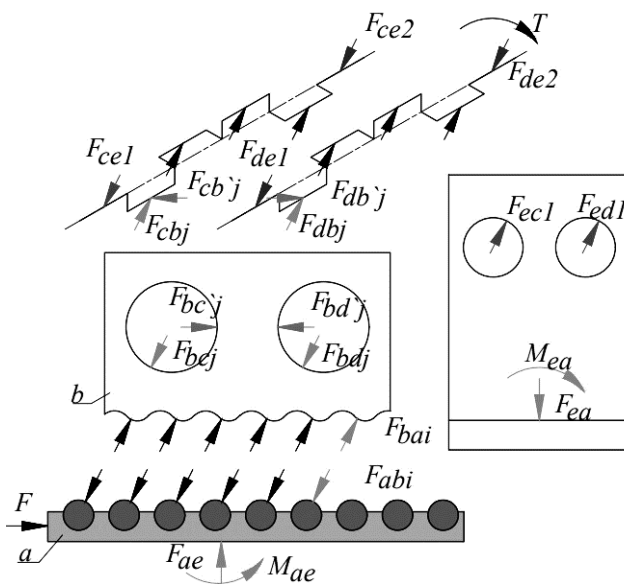


Рис. 5. Силы в механизме

где F – сила, приложенная к приводу, n_c – количество сателлитов.

Для оценки прочности зацепления выведена формула (2) определения действующего контактного напряжения σ_H между сателлитом и цевкой. В этой формуле: Ψ – коэффициент, зависящий от параметров формы зуба, F – силы на приводе, E^* – приведённый модуль упругости, характеризующий материал сателлита и цевки, $S = l_s l_3$ – площадь передачи. Поскольку вычисление Ψ по формулам трудоемкий процесс, для быстрой оценки Ψ_{max} сделаны диа-

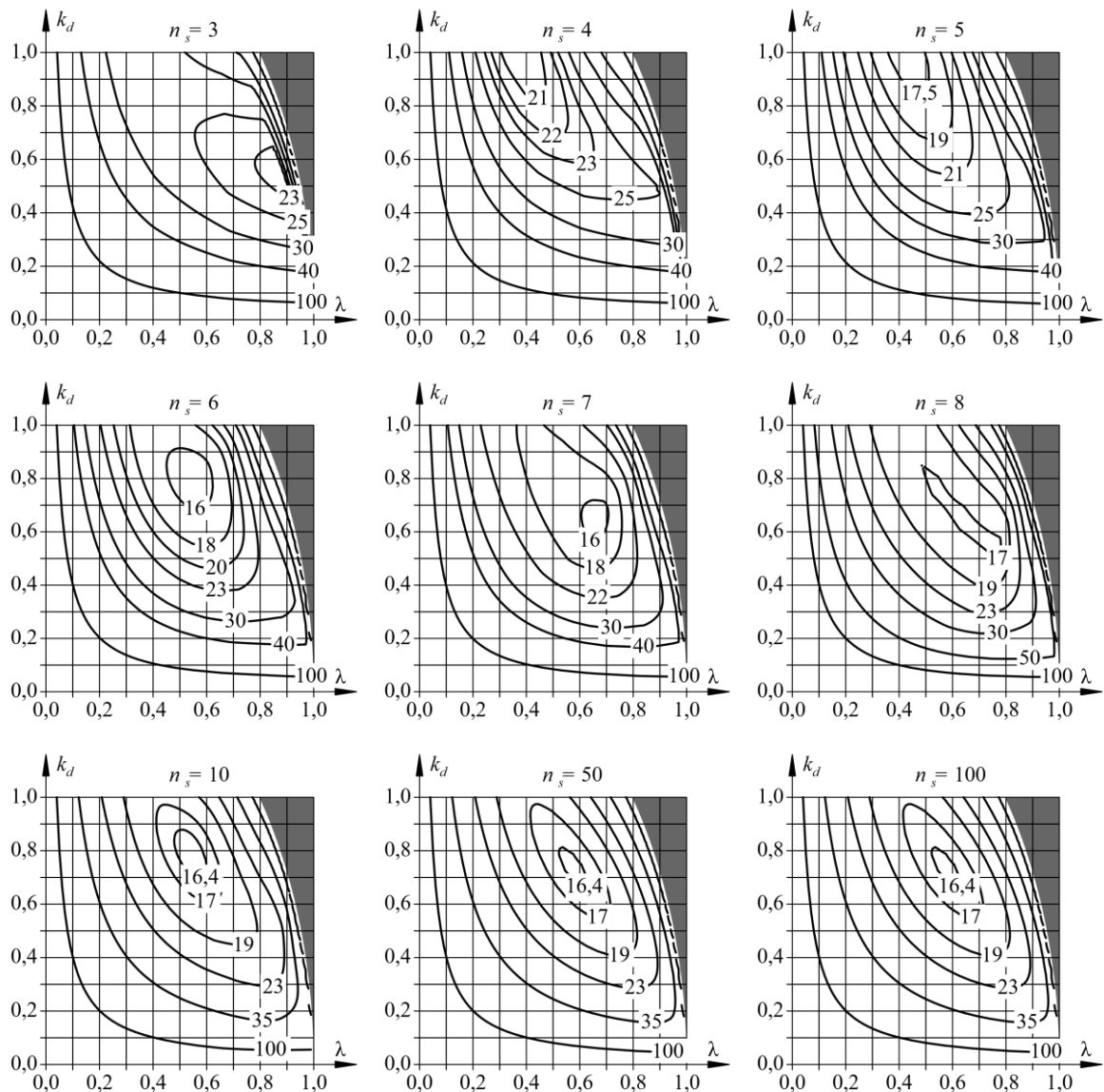


Рис. 6. Диаграммы для определения Ψ_{max}

граммы для различного числа спутников n_s при возможных значениях k_d и λ (рис. 6).

$$\sigma_H = \sqrt{\Psi F \frac{2E^*}{\pi} \frac{1}{S}} \quad (7)$$

Глава 3 посвящена экспериментальной верификации метода расчета сил в зацеплении. Всего было проведено два эксперимента по оценке сил в зацеплении. В первом эксперименте измерена суммарная сила, действующая на все спутники, а во втором измерена сила, действующая на каждый спутник в отдельности. Каждый эксперимент проводился на различных экспериментальных установках.

Для проведения первого эксперимента был создан стенд (рис. 7), который состоит из передачи 4, закрепленной в тисках 6. К рейке (8) был прислонен индикатор 5, фиксирующий относительное положение рейки и суппорта. Передача нагружалась осевой силой, создаваемой весом гири 1 и передаваемой на рейку через неподвижный блок 2. Для изменения нагрузки варьировалось число грузов 1. Точное значение осевой силы измерялось динамометром 3. Поперечная сила в эксперименте может быть не постоянна и меняться в зависимости от угла поворота эксцентрикового вала 7. Этот угол фиксировался с помощью энкодера, на фотографии энкодер закрыт суппортом.

Данные с эксперимента собирались и обрабатывались с помощью компьютера. Целью эксперимента была косвенная оценка силы на рейки. Теоретический расчет показал, что для исследуемого привода это отношение не зависит от нагрузки на приводе и составляет 1,86.

Экспериментально измерено, что отношение зависит от величины нагрузки и изменяется примерно от 0,6 до 2,8 (см. рис. 8). При возрастании нагрузки на приводе отношение сил лучше сходится с теоретическим расчетом и расхождение составляет не более 5%.

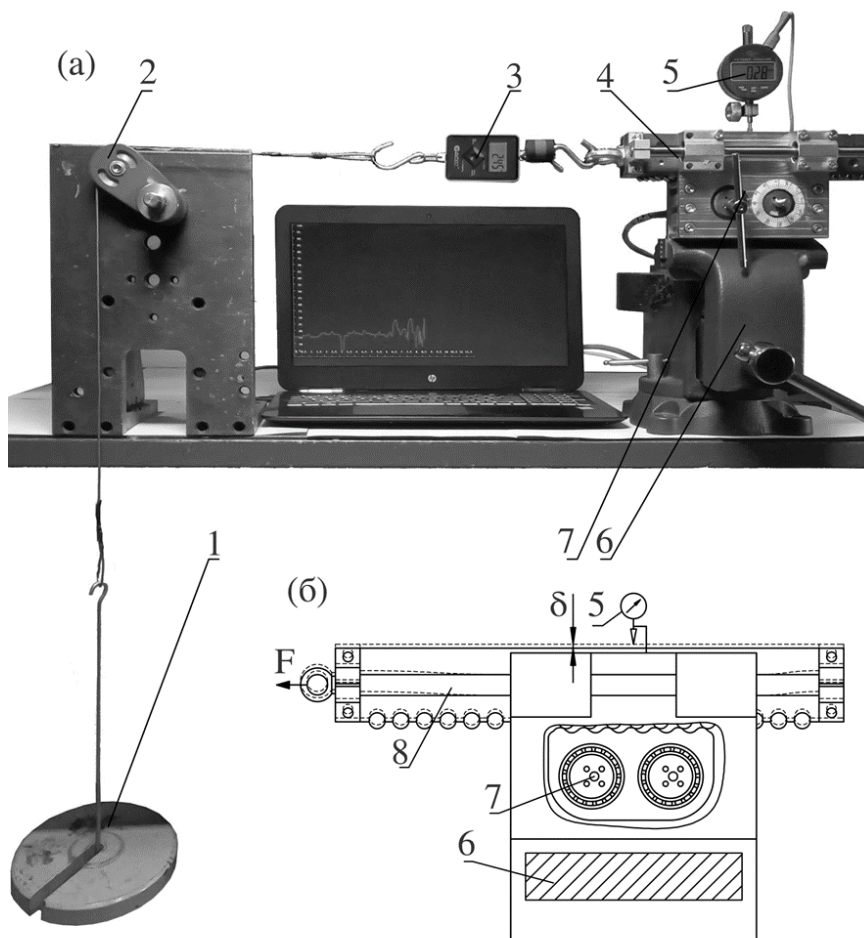


Рис. 7. Экспериментальная установка №1

Это может быть объяснено неточностями изготовления механизма, которые при большой нагрузке становятся менее заметны ввиду больших деформаций

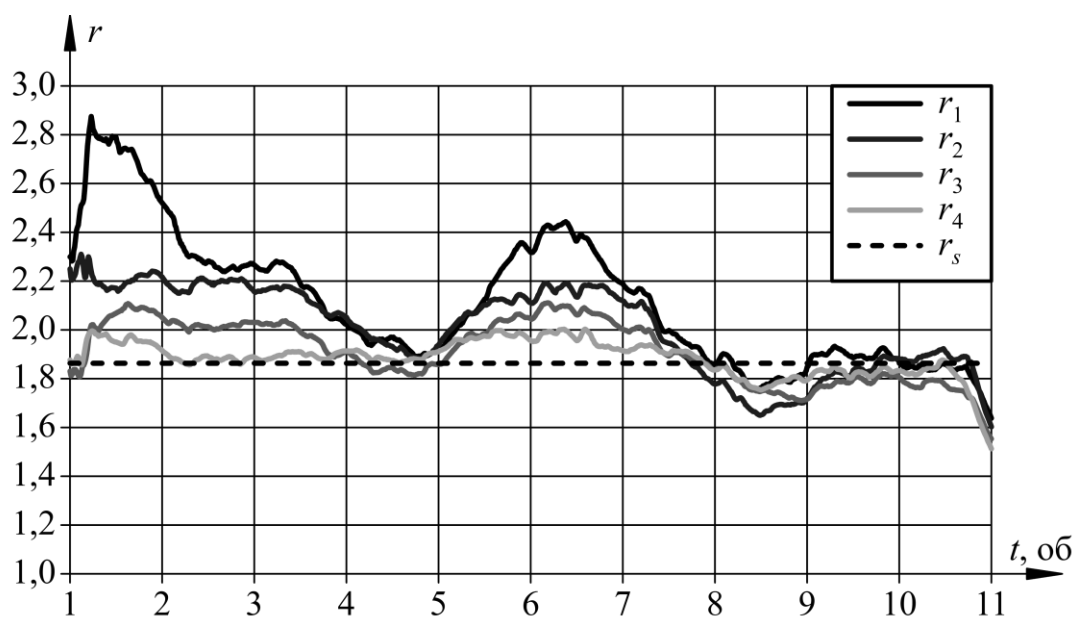


Рис. 8. Результаты эксперимента №1

Для определения сил в зацеплении был проведен еще один эксперимент. Основным отличием этого эксперимента от предыдущего является более жесткая конструкция привода и сателлиты со встроенными тензодатчиками.

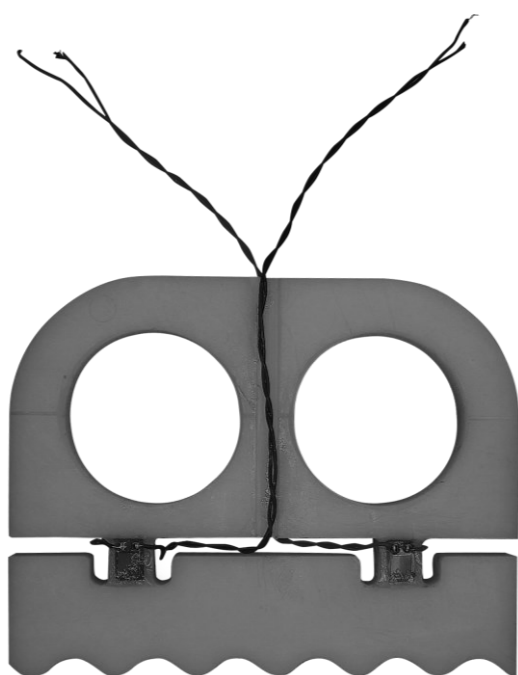


Рис. 9. Сателлит

На сателлит (рис. 9) наклеивались тензодатчики, регистрирующие деформацию сателлита. По величине деформации можно определить силу, действующую на сателлит. При этом конструкция сателлита выполнена таким образом, что сателлит более чувствителен к поперечным нагрузкам и менее чувствителен к продольным. Сигнал с тензодатчиков оцифровывался с помощью аналого-цифрового преобразователя (АЦП) НХ711, а затем передавался на компьютер для дальнейшего анализа. Перед проведением эксперимента была произведена тарировка, сопоставляющая относительное напряжение предоставляемое АЦП с поперечной силой на сателлите.

Конструкция установки и методика проведения эксперимента схожи с предыдущим экспериментом. Установка (рис. 10) состояла из основания 1, на котором была закреплена рейка 2. С ней в зацепление входил сателлит 4, установленный на двух эксцентриковых валах, закреплённых в суппорте 3. Один из валов приводился во вращение электродвигателем 5. Для проведения измерений установка была снабжена рядом датчиков. Положение вала фиксировалось энкодером

с разрешением 2400 делений на оборот 7. Для создания силы к суппорту был прикреплен канат 9, перкинутый через блок 10. На конце каната на подвес устанавливались грузы 11. Во время эксперимента передача приводилась в движение двигателем.

В итоге были получены графики рис. 11. На графиках пунктирной линией показана расчетная нагрузка, а сплошной – измеренная в ходе эксперимента.

По результатам эксперимента можно сделать вывод, что предложенная методика расчета сил в зацеплении дает достоверные результаты при определении максимальной силы, действующей на сателлит (погрешность не более 15%)

Тем не менее эксперимент не полностью согласуется с теорией. Наибольшее расхождение наблюдается в отклонении формы графиков на некоторых участках и смещении положений максимумов вдоль горизонтальной оси. Это может быть вызвано погрешностями изготовления передачи, которые привели к различным начальным зазорам на сателлитах. Если сделать такое предположение и рассчитать силы с учетом предполагаемых зазоров графики сходятся с высокой точностью.

В Главе 4 проведен анализ геометрии, определены допускаемые значения параметров передачи и даны инженерные рекомендации по проектированию передачи.

Рассмотрено явление подрезания зубьев передачи и выявлено, что подрезание зубьев не наступает при выполнении условия (8). Выявлено, что при подрезании зубьев нарушается зацеплении передачи и предложенные методики расчета

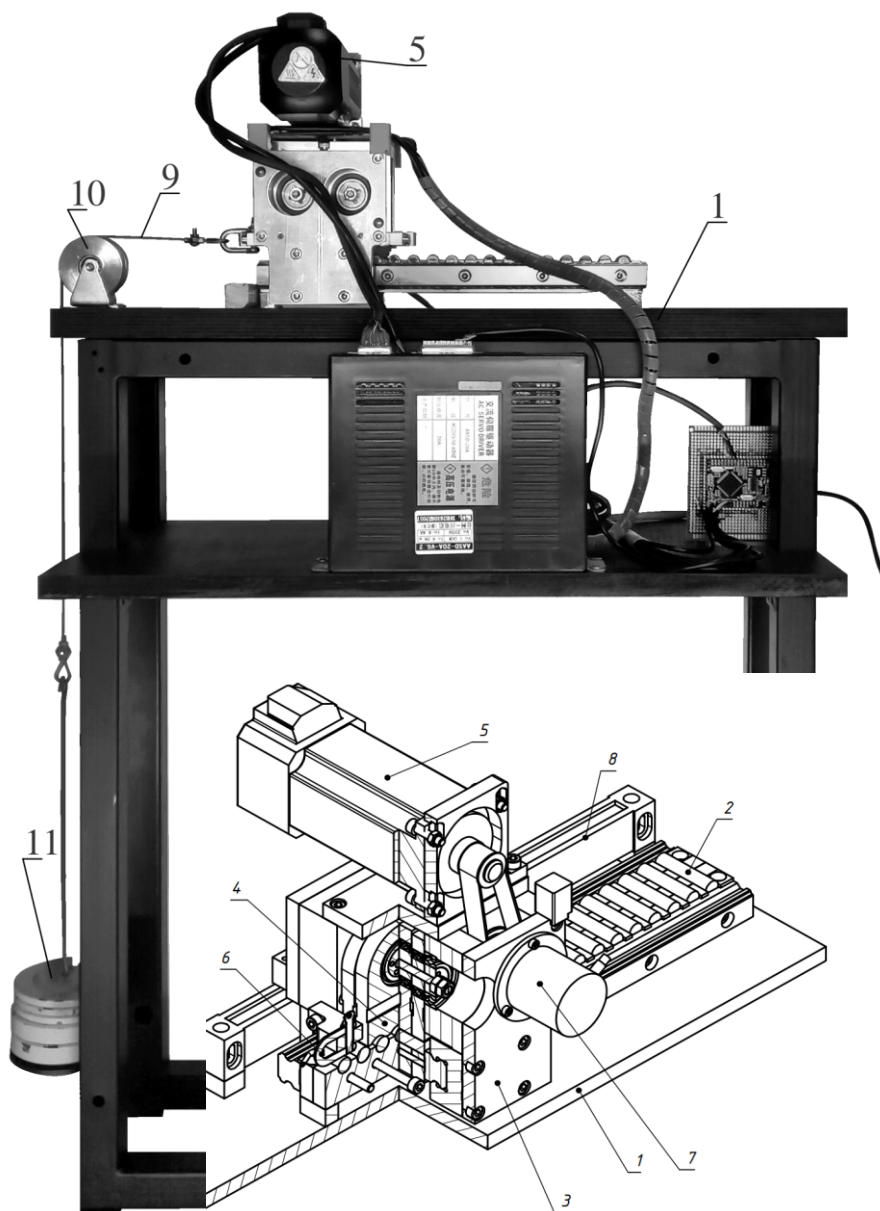


Рис. 10. Экспериментальная установка

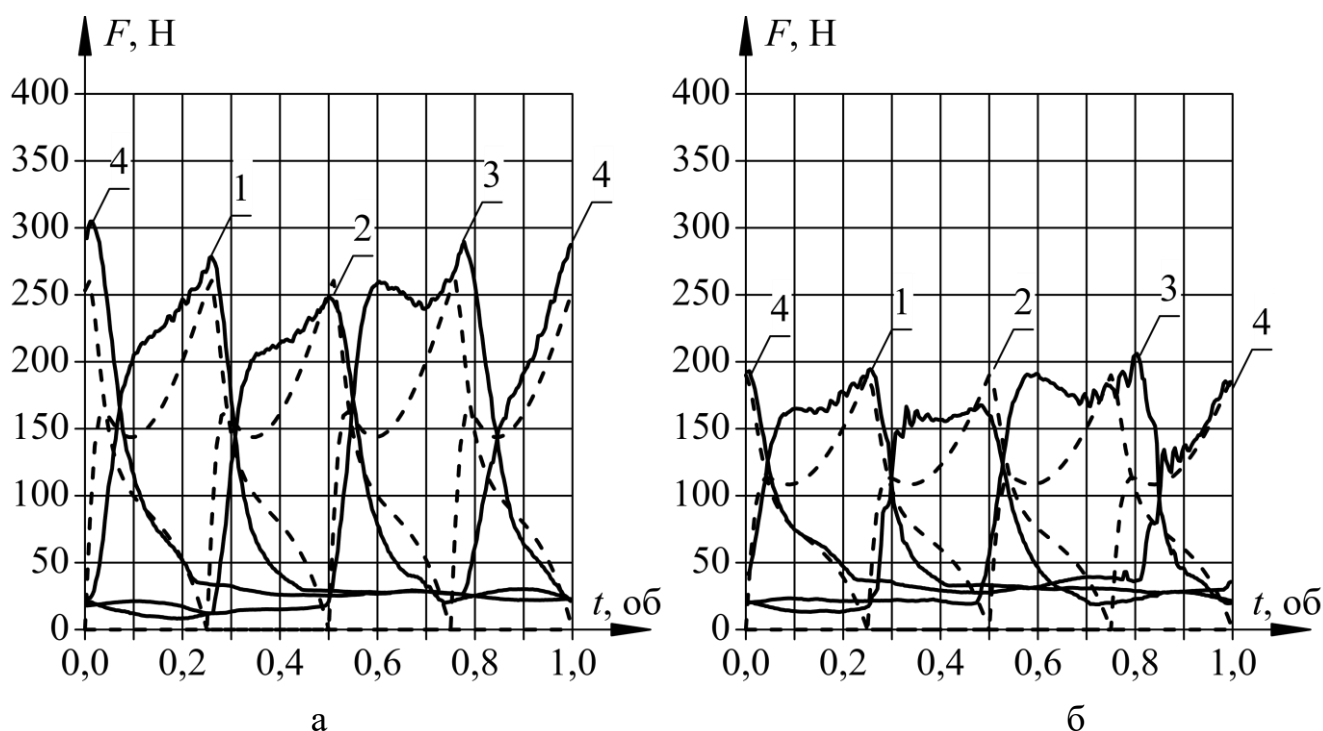


Рис. 11. Силы на спутниках 1-4 при движении: а – по направлению приложенной нагрузки, б – против направления приложенной нагрузки

для таких передач не подходят, поэтому в рамках данной работы такие передачи проектировать невозможно.

$$k_d < \frac{3\sqrt{3}\sqrt{1-\lambda^2}}{\pi} : \lambda \in [0,5; 1) \quad (8)$$

Показана конструкция рейки и связанное с ней ограничение по зазору между телом рейки и спутником (рис. 12). Показано, что отверстия для цевок должны быть смещены ниже поверхности спутника на величину b для образования нависания a , которое удерживает цевки от выпадания. При этом в нижней точке спутник не должен касаться поверхности рейки. Даны рекомендации по выбору величины a и показано, что спутник не столкнется с рейкой при соблюдении условия интерференции (9)

$$\lambda < \frac{\pi}{2} k_d - \pi \sqrt{\frac{a k_d}{p}} \quad (9)$$

Эти ограничения можно отобразить на диаграмме (рис. 13), по одной оси которой отложен коэффициент укорочения циклоиды λ , а по другой коэффициент диаметра цевки k_d . На диаграмме показаны границы условий, а закрашенные области соответствуют недопустимым комбинациям параметров. Условие 1 соответствует отсутствию подрезания спутника. Условие 3 – интерференции. Помимо этих условий, на диаграмме присутствуют условия 2 и 4. Условие 2 вызвано необходимостью зазоров между цевками для обеспечения прочности рейки. Условие 4 связано с уменьшением эксцентриситета при уменьшении коэффициента укорочения. При малых эксцентриситетах увеличивается риск заклинивания передачи из-за неточностей изготовления. Представленные ограничения можно разделить на

строгие и поддающиеся корректировке. К строгим ограничениям относится условие отсутствия подрезания в передаче. Его невозможно изменить никаким способом. Остальные ограничения могут быть расширены при определенных модификациях конструкции. Например, если между цевками сделать выемки (как показано на рис. 14), граница 3 сместится ниже и область допустимых значений параметров расширится.

Выполнение расчета рейки на прочность позволяет точно оценить необходимые промежутки между цевками и сместить границу 2 выше.

При необходимости смещения границы 4 влево можно повысить точность из-

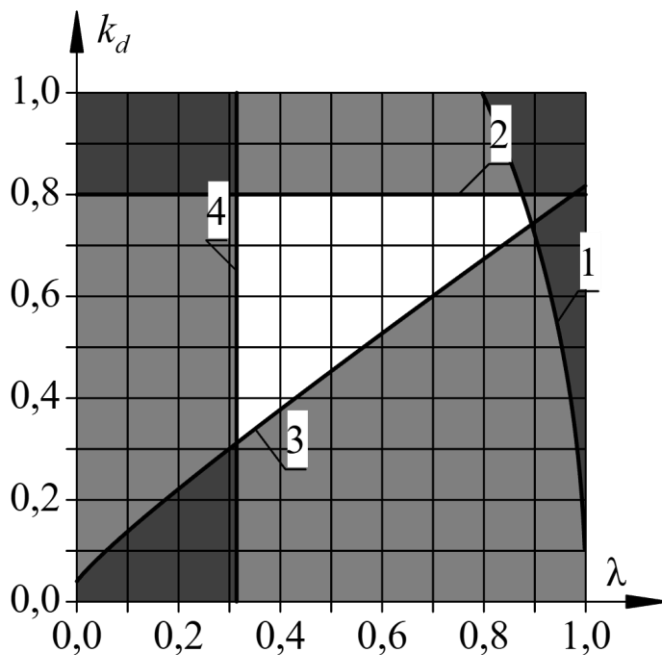


Рис. 13. Блокирующий контур

готовления деталей передачи. Это увеличит стоимость изготовления, но в некоторых случаях позволит сделать передачу компактнее.

Для определения минимальных габаритов передачи была решена задача оптимизации. Определены условия прочности передачи, заключающиеся в прочности подшипников и зацепления – как самых нагруженных мест механизма. В остальных местах поломка маловероятная, и ее вероятность может быть оценена проверочным расчетом.

Создана параметрическая модель сателлита, в которой минимальные размеры сателлита ограничены размерами подшипников. В то же время минимальный размер сателлита определяется прочностью зацепления. Учитывая эти условия, задача оптимизации определена следующим образом:

- В качестве оптимизируемых параметров выбраны параметры зацепления λ и k_d , также размер подшипника. При этом параметры зацепления ограничены блокирующим контуром, а размер подшипника дискретен и зависит от стандартов и номенклатуры производителей;

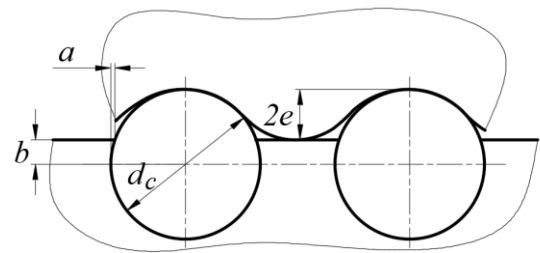


Рис. 12. Конструкция рейки

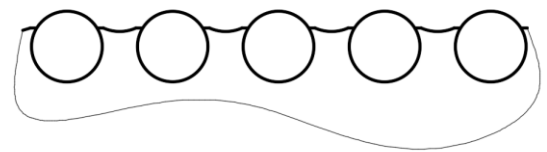


Рис. 14. Модифицированная рейка

- Целевым параметром принята площадь передачи S – произведение длины сателлита на общую ширину сателлитов. Такой выбор сделан, так как в условиях прочности передачи присутствует площадь, а уменьшение площади передачи косвенно связано с уменьшением объема и веса.

Условие прочности зацепления можно записать следующим образом: для проектируемой передачи коэффициент Ψ , соответствующий определенной комбинации параметров λ и k_d , линейно зависит от площади передачи. Коэффициент пропорциональности отражает нагрузку и свойства материалов сателлита и цевок.

$$\Psi k_s \leq S, \text{ где } k_s = F \frac{2E^*}{\pi \sigma_{HP}^2} \quad (10)$$

Условие прочности подшипников зависит от параметров работы подшипника и условий нагружения привода. Скорректированная сила на приводе F' зависит только от нагрузки на приводе и условий работы подшипника: L_{mnh} – ресурс подшипника, n – частота вращения эксцентрикового вала, a_1 – коэффициент модификации ресурса по вероятности безотказной работы и a_{ISO} – системный коэффициент модификации ресурса), а скорректированная грузоподъемность подшипника C' зависит только от грузоподъемности подшипника C и параметров передачи (λ , n_s , l_1/l_2). Поскольку отношение l_1/l_2 зависит от размеров подшипника, данные о приведенной грузоподъемности можно рассчитать до проектирования для каждого подшипника.

$$F^m \sqrt{L_{mnh} \frac{60n}{10^6 a_1 a_{ISO}}} \geq \frac{C}{k\left(\lambda, n_s, \frac{l_1}{l_2}\right)} \quad (11)$$

Ввиду обилия данных о грузоподъемности подшипников их удобно представить на графике, но для более точного расчета эти же данные могут быть представлены в табличном виде. Графики построены для различного количества сателлитов и серий подшипников по данным каталогов производителей. Например, для шариковых радиальных подшипников фирмы SKF 1 серии ширины и 9 серии диаметров, и передачи из 4 сателлитов построен график (рис. 15). По горизонтальной оси на этом графике обозначена площадь проектируемой передачи в логарифмическом масштабе. Каждая точка на графике соответствует скорректированной грузоподъемности подшипника с внутренним диаметром, указанным на выноске (отложена по вертикальной оси), при определенном значении λ .

Проектный расчет включает в себя определение шага рейки, выбор электродвигателя, определение скорректированной силы F' на приводе и коэффициента k_s . Затем итерационным методом по диаграммам (рис. 6, 15) определяются оптимальные параметры зубьев и размеры подшипника. Эти данные служат для определения всех размеров передачи. После назначения размеров передачи выполняется проверочный расчет.

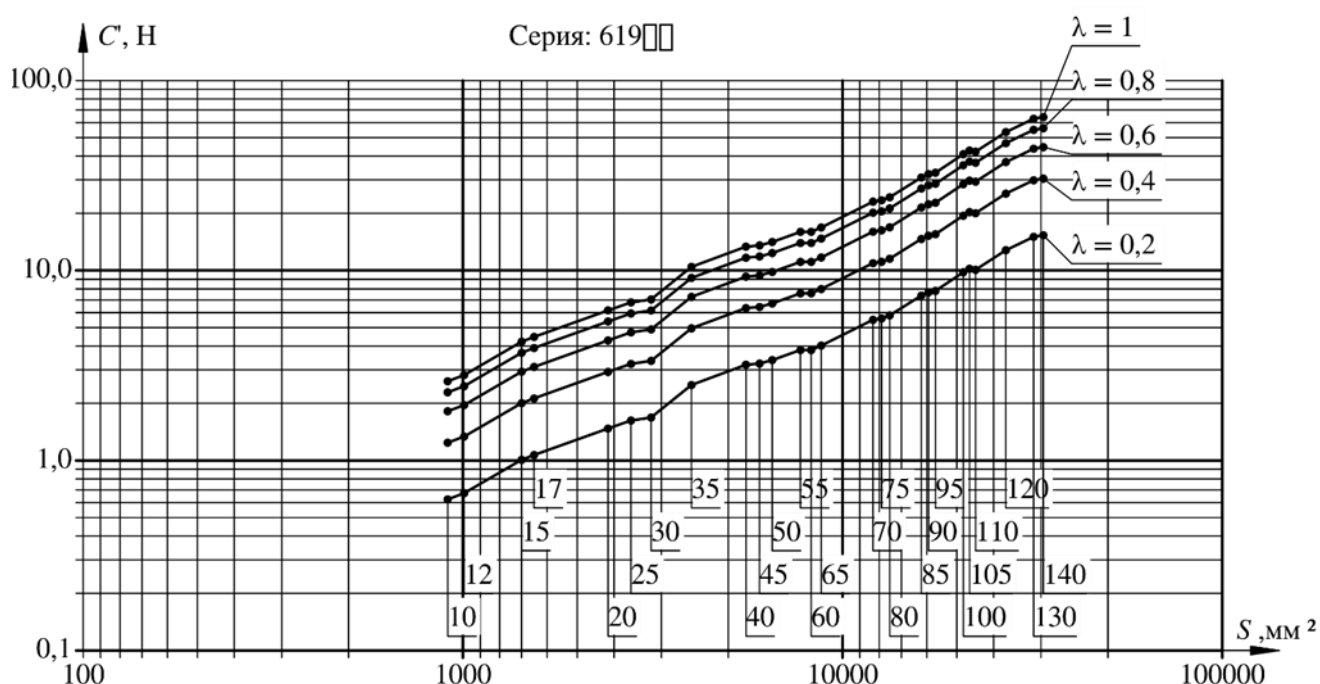


Рис. 15. График скорректированной грузоподъемности

Приведены примеры расчета ЛПЦП и наглядно показано, как влияет материал сателлитов и тип подшипника на проектирование и параметры передачи.

Приведено сравнение ЛПЦП с другими типами передач. Для этого в каталогах производителей были найдены характеристики передач с грузоподъемностью 10000 Н и спроектирована ЛПЦП с такой же грузоподъемностью.

Результаты сравнения представлены в таблице 2. Из них можно сделать вывод, что спроектированная передача совмещает свойства винтовых и реечных передач, наиболее популярных типов приводов в современном машиностроении, и имеет уникальную комбинацию параметров относительно существующих передач.

Таблица 2. Сравнение ЛПЦП с другими передачами

Привод	Скорость перемещения, м/с	Ход, м	Масса суппорта или гайки, кг	Масса рейки или винта, кг/м	Габариты, мм	Передаточное отношение мм/об
Рейка-шестерня	3	-	15	25	170x170x80	510
ШВП	0,5	3	4	4	90x90x150	16
ЛПЦП	0,5	-	22	21	286x154x88	15

Основные результаты и выводы работы:

1. Проведенный анализ параметров механизмов поступательного движения, представленных в каталогах производителей, диктует необходимость создания нового типа передач, обладающих одновременно большой жесткостью и ходом.
2. Предложена линейная планетарно-цевочная передача, основанная на циклоидальном зацеплении с бесконечным радиусом сателлита, обладающая повышенной жесткостью за счет многопарности зацепления и способная иметь неограниченную длину, поскольку она выполнена по принципу реечной передачи.
3. Предложен метод геометрического синтеза профиля зубьев, в котором в качестве варьируемых параметров используют безразмерные коэффициент укорочения циклоиды и коэффициент диаметра цевки, что позволяет добиться требуемой формы зуба.
4. Создана математическая модель передачи, позволяющая оценивать нагрузку на зубья. Реализованы подходы для определения нагрузки на зубья как для проектного расчета, так и для проверочного.
5. Изготовлен опытный образец и получено экспериментальное подтверждение адекватности предложенной расчетной модели, по результатам которой установлено, что предложенная модель определения сил в передаче пригодна для использования. Отклонение при определении максимальных сил в зацеплении составило не более 15%.
6. Для линейной планетарно-цевочной передачи установлен блокирующий контур, представляющий собой область на диаграмме в координатах коэффициентов укорочения и диаметра цевки и предложена методика проектирования.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Ермолаев М.М., Пандуров М.А. Линейный привод на базе планетарно-цевочной передачи // Вестник машиностроения. 2022. №5. С. 10–14. (0,31 п.л./0,16 п.л.).
2. Чиркин А.В., Пандуров М.А. Подрезание в линейных планетарно-цевочных передачах // Вестник машиностроения. 2025. №8. С. 634–637. (0,25 п.л./0,13 п.л.).
3. Чиркин А.В., Пандуров М.А. Расчёт нагрузок на сателлиты линейных планетарно-цевочных передач с учётом зазоров и трения // Современное машиностроение. Наука и образование.: Тезисы докладов международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. 2024. С. 314–320 (0,44 п.л./0,22 п.л.).
4. Чиркин А.В., Пандуров М.А. Экспериментальная проверка силового расчета линейных планетарно-цевочных передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2025. №11. С. 33–40 (0,48 п.л./0,25 п.л.).
5. Пандуров М.А. Определение и оптимизация параметров ЛПЦП по условию контактной прочности зацепления // Справочник. Инженерный журнал. 2026. №1 С.16-19 (0,25 п.л.).