На правах рукописи



АЛЕКСЕЕВА Юлия Викторовна

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНЫХ ПНЕВМОМАШИН

Специальность: 2.5.2 – Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2026

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Курганский государственный университет»

Научный руководитель:	**Волков Глеб Юрьевич,** д.т.н., доцент, профессор кафедры «Машиностроение», ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет», г. Курган
Официальные оппоненты:	**Лопатин Борис Александрович,** д.т.н., профессор, профессор кафедры «Электрооборудование и автоматизация производственных процессов», филиал ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»**,** г. Златоуст.
	Пазяк Андрей Александрович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», г. Тюмень
Ведущая организация:	ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск

Защита состоится «23» декабря 2026 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.437.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351) 267-93-06, e-mail: dc24243709@mail.ru.

Отзывы на автореферат в одном экземпляре, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, Ученый совет.

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте https://www.susu.ru/sites/default/files/dissertation/dissertaciya_alekseeva_yu.v._.pdf

Автореферат разослан « » _____ 2026 г.

Ученый секретарь диссертационного совета 24.2.437.09, д.т.н., доцент А.А Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Объёмные пневматические машины: компрессоры, вакуумные насосы и пневмодвигатели занимают особое место в современной технической цивилизации. Применяемые в настоящее время поршневые и винтовые машины имеют определенные недостатки, поэтому поиск альтернативных решений является полезным и актуальным. Непрерывно происходящее развитие технологий открывает возможности для изготовления и применения новых механических устройств, производство которых ранее было невозможно или слишком затратно. В частности, современные технологии изготовления некруглых зубчатых колёс создают предпосылки для производства планетарных роторных объёмных гидро- и пневмомашин (ПРМ) с некруглыми центральными колёсами и плавающими сателлитами. Принципиальные достоинства (ПРМ) заключаются в том, что они не содержат нагруженных кинематических пар скольжения, а также в отсутствии влияния износа зубьев на герметичность рабочих камер. Эти обстоятельства создают предпосылки повышенной долговечности новых пневмомашин по сравнению с поршневыми аналогами. По сравнению с винтовыми, планетарные компрессоры и вакуумные насосы будут проще и дешевле в изготовлении. Реализация упомянутых гипотетических преимуществ планетарных пневмомашин возможна только после проведения соответствующих исследований и, в частности, после того, как будут разработаны методы их геометрического расчёта. Первоочередной и наиболее актуальной задачей является разработка корректных алгоритмов проектирования некруглых зубчатых колес планетарных пневмомашин.

Степень разработанности темы исследования. Первые конструкции планетарных механизмов с некруглыми центральными зубчатыми колёсами и плавающими сателлитами были предложены применительно к использованию в объёмных гидромашинах: 1913 г. – немецкий изобретатель Dock Herman; 1970 г. – польские инженеры Bohdan Sieniawski и др.; 2001 – Dariusz Sieniawski; китайские инженеры Zhang Quan , Zhang Menghe, Zhang Kaichao, Liang Jicheng, Li Jiansheng, Li Huamin. Большой вклад в разработку и исследование планетарных гидромашин внес российский ученый Ан И-Кан. Применению таких механизмов в пневматических системах препятствовала низкая степень сжатия рабочей среды. Существенное повышение степени сжатия стало возможно в схемах ПРМ, предложенных Г.Ю. Волковым и Д.В. Фадюшиным (2012-2020 г.г.). Они отличаются одинаковым числом волн и зубьев некруглых центральных колёс, а также наличием выстоев плавающих сателлитов.

Некоторые методы геометрического проектирования планетарных механизмов с некруглыми сателлитами рассмотрены в работах Ан И-Кана, Г.Ю Волкова, В.В. Смирнова, Д.В. Фадюшина, B. Sieniawski, P. Sliwinski, и китайских авторов Zhang Quan, Yongping Liu, Xiangyu Ren, Changbin Dong, Dawei Li, Yongping Liu, Jun Gong, Tongcheng Wang, Kang Wang, Zhenshan Gao, Guohua Chen, Meihua Guo.

Цель диссертационной работы заключается в разработке алгоритма и методики геометрического проектирования некруглых зубчатых колес, обеспечивающих качество зацеплений в рабочем механизме планетарных пневмомашин с плавающими сателлитами.

Объект исследования – геометрические параметры планетарного механизма с некруглыми зубчатыми колесами и плавающими сателлитами.

Предмет исследования – алгоритмы геометрического проектирования некруглых зубчатых колес планетарной пневмомашины.

Задачи диссертационной работы:

– сравнительная оценка возможностей существующих алгоритмов геометрического расчета планетарных механизмов с некруглыми колесами, в которых изначально заданы: центроиды звеньев или центровая траектория сателлитов. Разработка компактной системы описания структуры и алгоритмов геометрического проектирования центроидных механизмов;

– разработка методики геометрического расчета профилей некруглых зубчатых колес ПРМ, обеспечивающей правильную форму зубьев и отсутствие интерференции путем коррекции радиус-вектора траектории центров сателлитов.

– исследование возможности повышения степени сжатия среды в рабочих камерах планетарной пневмомашины за счет модификации траектории центра сателлита и варьирования центроидного шага зубьев.

– обеспечение корректных значений углов давления в зацеплениях ПРМ с одинаковым числом волн ротора и статора при наличии выстоев сателлитов. Алгоритм и методика геометрического проектирования такого механизма.

Научную новизну работы составляют:

- результаты анализа известных методик расчета ПРМ, показавшего, что в них не учитывалась возможность несовпадения геометрического центра сателлита с мгновенным центром его вращения;

- компактная система описания структуры центроидных механизмов в виде формул строения, содержащих информацию о формообразующих точках и уравнениях, связывающих их обобщенные координаты;

– алгоритм коррекции радиус-вектора траектории центров сателлитов, относительно статора, обеспечивающий правильную форму зубьев и отсутствие интерференции, который проверен при различных модификациях ПРМ.

– алгоритм получения контура зубчатого венца эпицикла ПРМ с переменным центроидным шагом, обеспечивающим корректный угол давления в зацеплении статора с сателлитом.

Теоретическую значимость имеют:

– предложенный способ коррекции качества зацепления некруглых колёс путём варьирования центроидного шага по секторам зубчатых венцов;

– применение представлений аналитической механики о несвободных системах точек к системам с высшими кинематическим парам, в частности, к

центроидным механизмам, что повышает уровень информативности и компактности структурно-параметрического описания объекта исследования.

Практическую значимость работы составляют:

– универсальная методика геометрического расчёта ПРМ, ее программная реализация;

– улучшение показателей качества и надёжности зацепления сателлита ПРМ с эпициклом за счёт использования переменного центроидного шага зубьев;

– повышение уровня готовности ПРМ к промышленному изготовлению.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты сравнения достоинств и недостатков различных подходов к геометрическому расчету планетарных механизмов с некруглыми колесами;

2. Алгоритм и методика коррекции величины центроидного шага и радиус-вектора траектории центров сателлитов при различных модификациях функции, описывающей эту траекторию.

Методология и методы исследований

Методологическими и теоретическими основами для проведенного исследования являются базовые принципы теории машин и механизмов, теории зубчатых зацеплений, а также представления аналитической механики о несвободных системах материальных точек. При решении практических задач и вычислений использовались алгебраические методы аналитической геометрии, математического, имитационного и компьютерного моделирования. Профилирование зубчатых венцов выполнялось в отечественной системе автоматизированного проектирования Компас.

Достоверность результатов обеспечивается применением адекватных методов математического моделирования механических систем. Корректность выполненных расчетов проверена на физических моделях планетарных механизмов. Работоспособность спроектированного ПРМ подтверждена его испытанием в режиме вакуумного насоса.

Реализация работы

Спроектированный планетарный вакуумный насос принят для конструкторской проработки и последующего испытания предприятием АО «Кургандормаш». Методика геометрического расчета ПРМ будет использована предприятием ООО «Вездеходы «Бурлак» при проектировании гидромотора.

Апробация работы

Ключевые положения диссертации были представлены в рамках: II национальной научной конференции «Наука XXI века: технологии, управление, безопасность», г. Курган (2022 г.); XI международной научно – практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении», г. Санкт-Петербург (2023 г.); международной научно – практической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения», г. Ижевск (2024 г.); III национальной научной

конференции «Наука XXI века: технологии, управление, безопасность», г. Курган (2024 г.); «78 Научной конференции», г. Челябинск (2026 г.).

Публикации. По тематике диссертационного исследования опубликовано 10 научных работ, из которых: 6 публикации в журналах, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ; 1 работа опубликована в зарубежном журнале, индексируемом в международной реферативной базе Scopus.

Область исследования отвечает следующим пунктам паспорта научной специальности 2.5.2 – Машиноведение: п.2. Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин; п.3. Методы кинематического и динамического анализа, в том числе математического моделирования, анимационного и экспериментального исследования механизмов.

Структура работы и объём диссертации включает следующие разделы: введение, главы 1 – 4, заключение, список литературы и приложения. Объем диссертации составляет 146 страниц и содержит 80 рисунков, 12 таблиц, 3 приложения, список литературы из 135 источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность исследования. Поставлены цель и задачи диссертационной работы, определены ее научная новизна и практическая значимость.

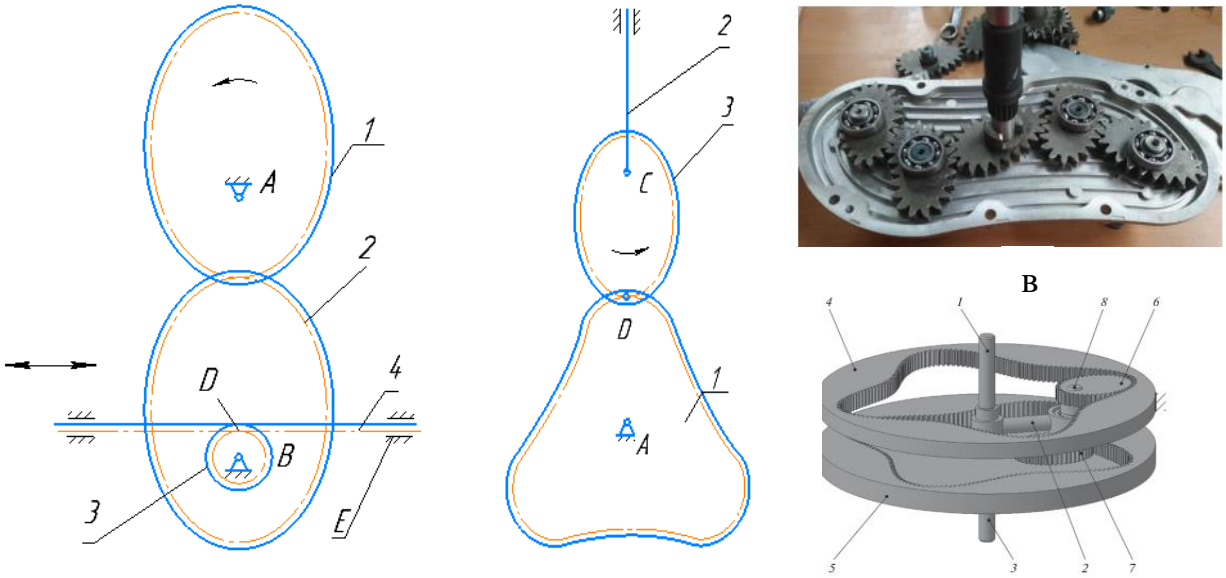
В первой главе рассматриваются конструкции и применение различных механизмов с некруглыми зубчатыми колёсами (НКЗ). Это передачи, гидромашины, пневмомашины.

Изображение простейшей механической передачи с эллиптическими зубчатыми колесами присутствует уже в записках Леонардо да Винчи. В настоящее время подобные механизмы получили достаточно широкое распространение. Например, на рис. 1а показана схема рулевого механизма с эллиптическими колесами 1 и 2, расстояние между осями которых постоянно. Круглая шестерня 3 жестко связана с колесом 2 и находится в зацеплении с рейкой 4. Схему, рис. 1б, белорусские инженеры предложили использовать в конструкции колёсно-шагающего движителя. Она подобна кулачковому механизму, но рабочие поверхности «кулачка» 1 и некруглого «ролика» 3, являются зубчатыми венцами. Расстояние между центрами вращения A и C звеньев 1,3 не остается постоянным.

Существуют многочисленные конструкции, содержащие некруглые колёса, в составе многоступенчатых зубчатых и зубчато-рычажных механизмов, например, рис. 1в – рассадопосадочное устройство, разработанное китайскими инженерами.

Известны планетарные передачи системы Давида с некруглыми колесами. В них межосевое расстояние обоих зацеплений сателлита является постоянным. На

рис. 1г показана передача с некруглыми центральными колесами внутреннего зацепления, разработанная А.А. Приходько и А.И. Смелягиным.



а б в г

Рис. 1. Передачи с некруглыми зубчатыми колесами.

Принципиально иную структуру имеют планетарные роторные гидромашины (ПРМ) – рис. 2. Они построены по схеме Джеймса и содержат некруглую или эксцентрическую центральную шестерню 1 (обычно ротор), некруглый эпицикл 2 (статор) и плавающие сателлиты 3. При работе такой машины полости между сателлитами периодически меняют свой объем.

Схема, показанная на рис. 2а, запатентована в 1913 году, автор – Dock Herman. В этой схеме, так же как в схемах рис. 1в (Ан И-Кан) и рис. 2г (Dariusz Sieniawski) числа волн статора N и ротор M отличается на два (N-M=2). Автор схемы рис. 2б – Bogdan Sieniawski (1967 г.). В ней разность чисел волн статора и ротора N-M=1. К настоящему моменту все представляющие интерес схемы гидромашин с N-M=1 и N-M=2 известны и запатентованы.

Промышленно выпускаются только гидромоторы N-M = 6-4 и N-M = 8-6 польским предприятием «Hydromech». По-видимому, причиной такой ситуации является то, что ПРМ не могут выдержать достаточно больших давлений (длительно – не более 100 атм). Заметим, что такого давления, с запасом, хватило бы для компрессоров и, тем более вакуумных насосов. Однако степень сжатия в схемах, показанных на рис. 2, составляет только 3-4 атм. Для пневматических машин этого недостаточно.

Работы, выполненные в Курганском университете, наметили путь существенного повышения геометрической степени сжатия в ПРМ. Первый шаг – обнаруженная возможность (Г.Ю. Волков) выполнения обоих центральных

колёс механизма Джеймса с одинаковым числом зубьев $Z_1=Z_2$. В случае некруглых колёс это означает одинаковое число волн ротора и статора (M-N=0) – (рис.3 а, б). В таких схемах малые размеры сателлита допускают максимальное сближение поверхностей вершин ротора и статора. Следующий шаг – выстои сателлитов (Г.Ю. Волков, Д.В. Фадюшин) рис.3 в, г. Геометрическая степень сжатия в схеме «в» (1-1) составила 7,7, а в схеме «г» (2-2) – 6,3.

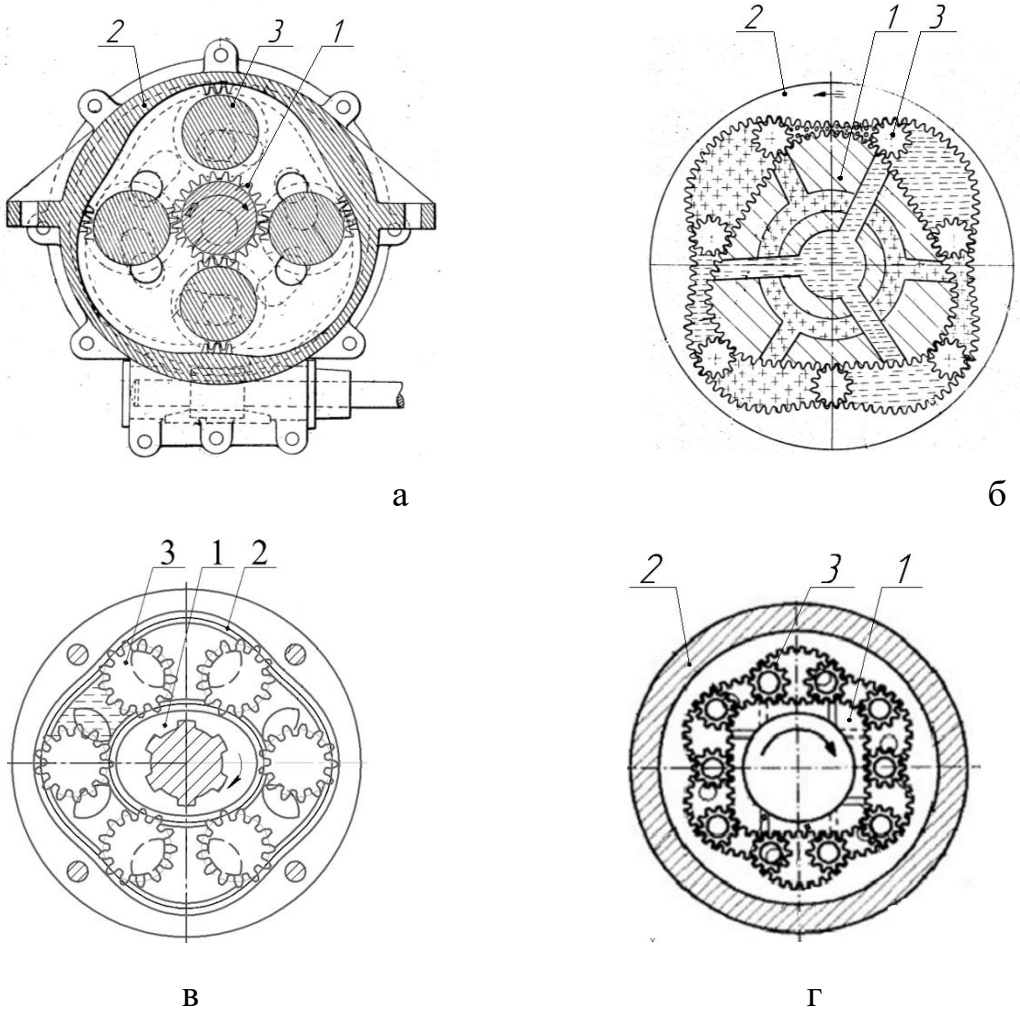


Рис. 2. Планетарные роторные гидромашины (ПРМ) с некруглыми колесами и плавающими сателлитами

Помимо наиболее высокой степени сжатия, схемы 1-1 и 2-2 отличаются наименьшей чувствительностью к утечкам среды через сопряжения звеньев. В ПРМ, как и в винтовых пневмомашинах, компрессируемый газ подаётся в рабочие камеры вместе с маслом, которое поступает из системы охлаждения под давлением. Согласно изобретению Н.С. Анищенко и Г.Ю. Волкова, это масло проникает в камеры из полости, расположенной внутри ротора, что исключает утечку газа по его торцам. Остаётся только переток среды из камер с большим давлением в камеры с меньшим давлением по торцам сателлитов. В схемах 1-1 и 2-2 количество сателлитов минимально, следовательно и утечки меньше, чем в других схемах. Таким образом, разработка планетарных пневмомашин должна осуществляться именно на базе схем N=M.

Для реализации идеи создания ПРМ в Курганском университете решается ряд задач конструкционного и технологического плана. Представляемая диссертационная работа направлена на устранение проблем, связанных с геометрическим проектированием ПРМ.

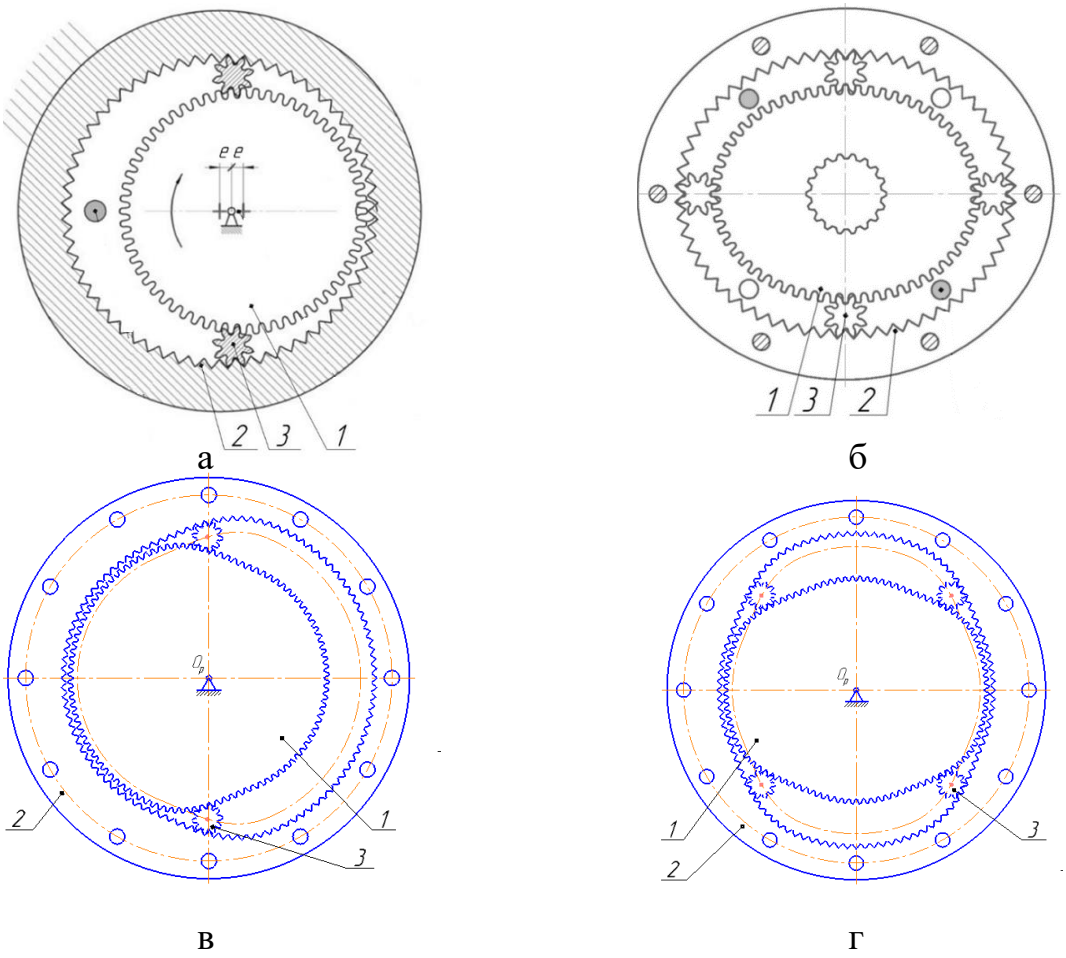


Рис. 3. Планетарные пневмомашины

Форма зубьев некруглых колёс в схемах N=M с выстоями особая. Это требует разработки специальной методики их геометрического расчёта. Проблема, однако, состоит в том, что пока не существует корректной универсальной методики геометрического проектирования любых планетарных механизмов с некруглыми колёсами и плавающими сателлитами.

Во второй главе анализируются различные подходы к геометрическому проектированию механизмов с некруглыми зубчатыми колёсами и рассматриваются возможные алгоритмы решения этой задачи. Расчет передач с НЗК при известных, остановленных осях их вращения хотя и не опирается на универсальную общепринятую методику, принципиальных проблем не представляет. Более сложным является геометрическое проектирование используемых в гидро- и пневмомашинах планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами и плавающими сателлитами, т.е. в ПРМ.

При кинематическом анализе плоских механизмов контакт НКЗ целесообразно рассматривать не как двухподвижную высшую пару 4-го класса, а как одноподвижную центроидную пару 5-го класса. В изучаемой нами группе плоских механизмов присутствуют только два вида кинематических пар 5-го класса: вращательная В и центроидная С. В основе таких механизмов лежит трехзвенная замкнутая кинематическая цепь с тремя кинематическими парами. Нас интересуют два варианта сочетаний их видов: ВВС и ВСС.

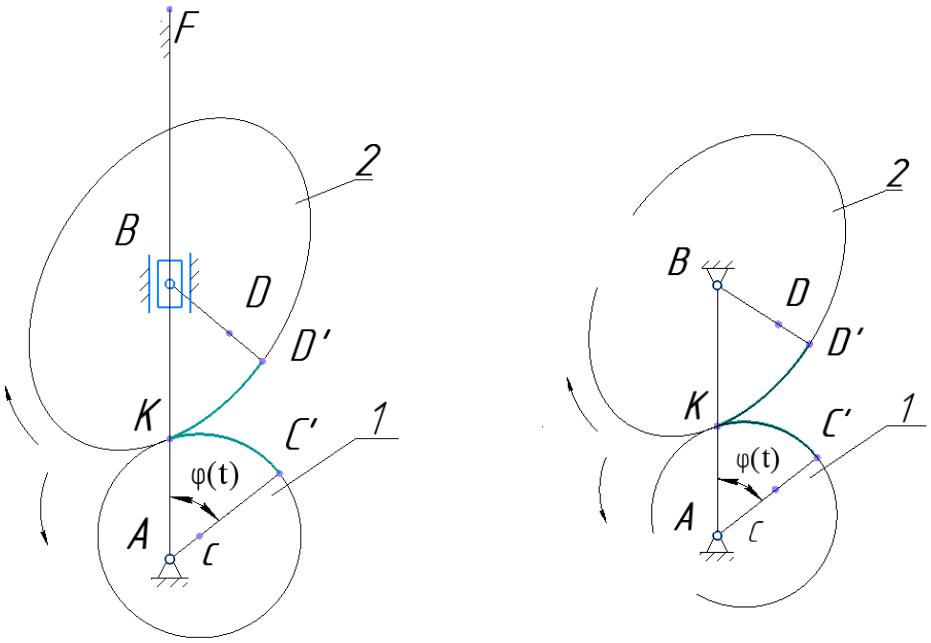
Число степеней свободы относительного движения звеньев плоской кинематической цепи определяется формулой Чебышева:

$$W = 3(Мзв - 1) - 2P_5 - P_4 + L - Y, \quad (1)$$

где $M_{зв}$ – число звеньев; P_5– число пар 5-го класса; P_4– число пар 4-го класса; L– «лишние» степени свободы; Y– пассивные связи.

При отсутствии аномальной подвижности, система с тремя звеньями ($M_{зв}$ =3) и тремя парами 5-го класса (P_5 = 3), согласно формуле (1) Чебышева имеет число степеней свободы W=0. Подвижность она приобретает благодаря наличию параметрического соотношения, которое следует из теоремы Аронгольда-Кеннеди о трех центрах вращения: «Мгновенный центр P_{12} относительного вращения тел 1 и 2 лежит на линии, соединяющей точки P_{13} и P_{23}, которые являются мгновенными центрами вращения тел 1 и 2 относительно тела 3».

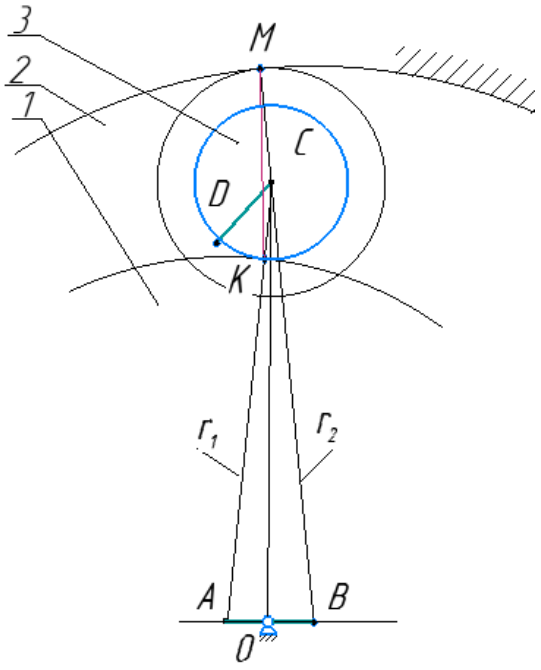
Рассмотрим вариант ВВС. Такой структурный элемент содержится во всех механизмах передач с фиксированными осями валов, показанных на рис. 1а, 1в, 1г, на рис. 4 – это схема б. Схеме рис. 4а соответствует механизм (рис. 1б) при условии, что точки АКБ всегда будут расположены на одной прямой.



а б

Рис. 4. Схемы механизмов системы ВВС

Проектирование механизмов систем ВВС «а» и «б» происходит по различным алгоритмам. В случае «а» изначально задаются центроиды 1 и 2, а определяется расстояние АВ, то есть, решается задача анализа. В случае «б» решается задача синтеза, когда заданы длина отрезка АВ и центроида звена 1, а находят центроиду 2. Традиционно подобные решения выполняются в два этапа, на первом из которых происходит синтез центроид звеньев, а на последующем их, так называемое, «озубрение». Более современным является метод, когда вместо центроиды 1 используют «готовый» зубчатый венец. При этом профиль зубчатого колеса 2 получают как огибающую семейства положений профиля колеса 1. Обратим внимание на то, что в последнем случае центроиды звеньев в явном виде не фигурируют.



Все планетарные механизмы с некруглыми колёсами и плавающими сателлитами (рис. 2 и 3) относятся к системе ВСС – рис.5.

Рис 5. Обобщённая расчётная схема механизма системы ВСС. Звенья: 1 – ротор (солнечная шестерня); 2 – статор (эпицикл); 3 – сателлит. Точки: О – центр вращения ротора 1 относительно статора 2; А – точка, привязанная к ротору; В – точка, привязанная к статору; С – центр сателлита; D – точка, привязанная к сателлиту; К – точка контакта сателлита с ротором;М – точка контакта сателлита со статором.

Универсального и общепринятого алгоритма проектирования таких механизмов пока не существует. Ан И-Кан, в своей докторской диссертации, и другие авторы изначально задают центроиду одного из некруглых центральных колёс (солнечной шестерни) и две начальных окружности (центроиды) сателлита. При этом центроида эпицикла формируется, как огибающая второй начальной окружности сателлита. Проблема такого подхода в том, что венец эпицикла может получиться неоптимальным, как, например, на рис. 6а, где некоторые его секторы имеют слишком «широкие» зубья.



а б

Рис. 6. Схема 3-2:
а – синтез по алгоритму Ан И-Кана; б – синтез по Г.Ю. Волкову и др.

В работах Г.Ю. Волкова, Д.А. Курасова, В.В. Смирнова использован другой алгоритм синтеза некруглых колёс планетарного механизма, где венцы солнечной шестерни и эпицикла формируются независимо при равномерном вращении мнимого водила в соответствующей системе координат. Форма зубьев получается правильная, но при сборке может возникать их интерференция (рис.6б), а при работе – «подклинивание».

В диссертации для компактного отображения рассматриваемых алгоритмов геометрического проектирования центроидных механизмов систем ВВС и ВСС использован метод, который разработан с участием автора. Метод опирается на представления аналитической механики о несвободной системе материальных (формообразующих) точек.

Результаты выполненного анализа возможных подходов к задаче геометрического синтеза ПРМ, кратко отображены в таблице 1.

Таблица 1. Итог сравнительного анализа алгоритмов проектирования механизмов системы ВСС.

	Центроида солнечной шестерни	Центроида эпицикла	Сателлит		Траектория сателлита	Равномерное вращение мнимого водила относительно		Авторы	Оценка		
			d_{wc1}	d_{wc2}		Солнечной шестерни	Эпицикла		Корректность формы зуба эпицикла	Отсутствие интерференции	Простота расчета
1.	**v**	**?**	**v**	**v**	**?**	**v**	**-**	Ан И-Кан	**-**	**+**	**-**
2.	**?**	**?**	**v**	**?**	**v**	**v**	**-**	Волков, Фадюшин, Ведерников	**-**	**+**	**+**
3.	**?**	**?**	**v**	**v**	**v**	**v**	**v**	Волков, Курасов, Смирнов	**+**	**-**	**+**
4.	**?**	**?**	**v**	**v**	**?**	**v**	**-**	Волков, Алексеева	**+**	**+**	**+**

Примечание: знаком «v» отмечены параметры, заданные заранее; знаком «?» отмечены параметры, подлежащие определению; знак «+» означает, что вариант имеет преимущество; знак «-» означает, что вариант уступает другим.

Причина трудностей синтеза механизмов, относящихся к системе ВСС, заключается в том, что центр С сателлита может не лежать на прямой, соединяющей точки контакта К и М (см. рис. 5). При этом центры соседних сателлитов не лежат на лучах единого мнимого водила, а движутся с переменной переносной угловой скоростью. Известные алгоритмы (п.п. 1-3) не обеспечивают одновременного выполнения условий корректности формы зубьев и отсутствия интерференци.

Решением проблемы будет использование алгоритма 3 с добавлением некоторой поправки $\delta_r(\varphi)$ к радиусу центровой траектории эпицикла или солнечной шестерни – строка 4 в таблице 1. Именно такой алгоритм синтеза лег в основу предлагаемой методики геометрического расчёта ПРМ.

В третьей главе рассматривается разработанная методика геометрического проектирования планетарных механизмов с некруглыми центральными колёсами и плавающими сателлитами, обеспечивающая корректную форму зубьев и отсутствие их интерференции.

На первых этапах проектирования выполняемые операции соответствуют методике Г.Ю. Волкова, Д.А. Курасова, В.В. Смирнова.

Вначале задаются числа волн M ротора и N статора. В примере, приведенном на рис. 8, M = 2; N = 3. Выбираются числа зубьев Z_1; Z_2 колес 1 и 2. При этом соблюдается условие сборки: Z_1=CM; Z_2=CN, где C-целое число.

В примере Z_1 = 40; Z_2 = 60, а число зубьев сателлита Z_c = 10.

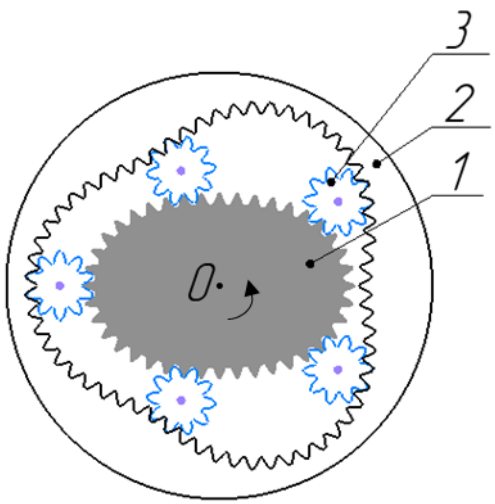


Рис. 7. ПРМ 3-2

Выбираются параметры прототипа проектируемого рабочего механизма гидромашины — исходного, расчетного круглозвенного планетарного механизма. В примере коэффициенты смещения инструмента X_1 = 0; X_2 = 0,6; X_c = 0,3; модуль m = 1; межосевое расстояние a_w = 25,288m. На следующем этапе задается базовая циклическая функция F(φ), которая при выбранном «сдвиге» по аргументу является четной. Она характеризует расчетные траектории центра сателлита в системах координат, связанных с каждым из центральных зубчатых колес 1 и 2.

$$r_1(\varphi_1) = r_0 \cdot (1 + k_н \cdot F(M \cdot \varphi_1)) ; \quad (2)$$

$$r_2(\varphi_2) = r_0 \cdot (1 + k_н \cdot F(N \cdot \varphi_2)) . \quad (3)$$

где $r_1(\varphi_1)$ и $r_2(\varphi_2)$ — радиус-векторы траекторий центра сателлита; φ_1 и φ_2 — текущие углы поворота мнимого водила в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями; $k_н$ — коэффициент «некруглости» траекторий; $r_0 = a_w$ — радиус расчетной окружности (в которую вырождаются обе траектории при $k_н$ = 0).

В примере использована простейшая гармоническая функция: F(φ)=cos(φ) с коэффициентом неравномерности $k_н$ = 0,155

$$r_1 = r_0 \cdot (1 + k_н \cdot \cos(M \cdot \varphi_1)) ; \quad (4)$$

$$r_2 = r_0 \cdot (1 + k_н \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)) . \quad (5)$$

Далее вычисляются расчетные углы φ_{c1} и φ_{c2} поворота сателлита относительно соответствующего центрального колеса для множества положений центра сателлита на траектории, заданной уравнением (4) или (5).

$$\varphi_{c1(2)} = (1 \pm \frac{z_{1(2)}}{z_c}) \cdot \xi_{1(2)} \cdot \frac{1}{r_0} \cdot \int_0^{\varphi} \sqrt{(r_1(\varphi_{1(2)})^2 + (r_1'(\varphi_{1(2)}))^2}\, d\varphi\,, \qquad (6)$$

где $r'(\varphi_{1(2)})$ — производная соответствующей функции $r_1(\varphi_1)$ или $r_2(\varphi_2)$;

$\xi_{1(2)}$ — поправочный коэффициент, учитывающий изменение длины центровой траектории. В общем случае его величина определяется путём непосредственного сравнения длины L_o соответствующей центровой окружности исходного круглозвенного механизма и фактической длины L_ϕ траектории центра сателлита:

$$\boldsymbol{\xi_i} = L_o / L_\phi. \qquad (7)$$

В частном случае, когда центроиды звеньев эквидистантны центровым траекториям сателлитов, коэффициент $\boldsymbol{\xi_i}$ можно найти по формуле

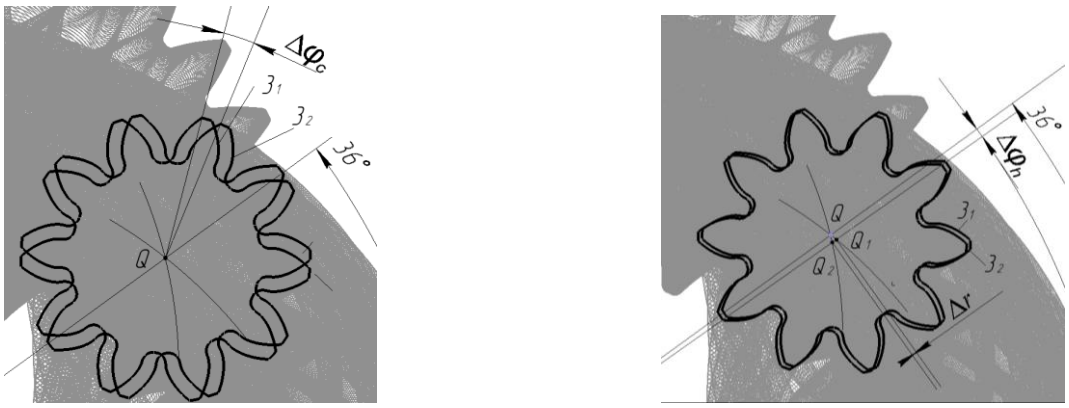
$$\xi_{1(2)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_0}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(r_1(\varphi_{1(2)})^2 + (r_1'(\varphi_{1(2)}))^2}\, d\varphi}. \qquad (8)$$

В рассматриваемом примере $\xi_1 = 0{,}9776$, $\xi_2 = 0{,}9520$. Результаты расчета параметров r_1, r_2, φ_1, φ_2, а также φ_{c1}, φ_{c2} сведены в таблице 2 (столбцы 1-5).

Таблица 2. Массивы параметров, характеризующих закон движения сателлита относительно центральных зубчатых колес

	Ротор		Статор		Коррекция					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$r_{1=}\, r_2$	φ_1	φ_{c1}	φ_2	φ_{c2}	i_{ch}	$\Delta\varphi_c$	$\Delta\varphi$	Δ_r	δ_{r2}	r_2^{nev}
29,2076	0°	0°	0°	0°	5,5645	0	0	0	0	29,2076
29,2074	0,3°	1,6923°	0,2°	1,097°	5,5644	0,0947	0,0170	0,00002	0,0000034	29,2075
29,2068	0,6°	3,3846°	0,4°	-2,195°	5,5644	0,1895	0,0341	0,00012	0,000137	29,2069
29,2057	0,9°	5,0768°	0,6°	-3,292°	5,5643	0,2842	0,0511	0,0027	0,000309	29,2060
27,2833	29,7°	165,5189°	19.8	108,775°	5,3544	7,2431	1,3527	0,193	0,00762	27,4910
27,2478	30°	167,1467°	20°	109,869°	5,3498	7,2775	1,3603	0,194	0,207783	27,4578
27,2122	30,3°	168,773°	30.2°	110,962	5,3451	7,3109	1,3678	0,197	0,257631	27,42
21,3684	90°	450°	60°	-300°	4,0710	0,0648	0,01594	0	0	21,3684

Как было отмечено выше, расчёт, выполненный на данном этапе, даёт контуры венцов, не обеспечивающие отсутствие интерференции (см. рис. 6б). Для устранения интерференции скорректируем, например, радиус вектор r_2 эпицикла на соответствующих участках его венца, в данном случае, в сторону увеличения. Вопрос о том, какова должна быть поправка δr_2 радиуса эпицикла на различных участках его зубчатого венца, можно решить, используя графические построения в КОМПАСе (рис. 8). Таким способом получена кривая 1 на рис. 9.



а б

Рис. 8. Контуры сателлита 3_1 и 3_2, формирующие ротор 1 и статор 2

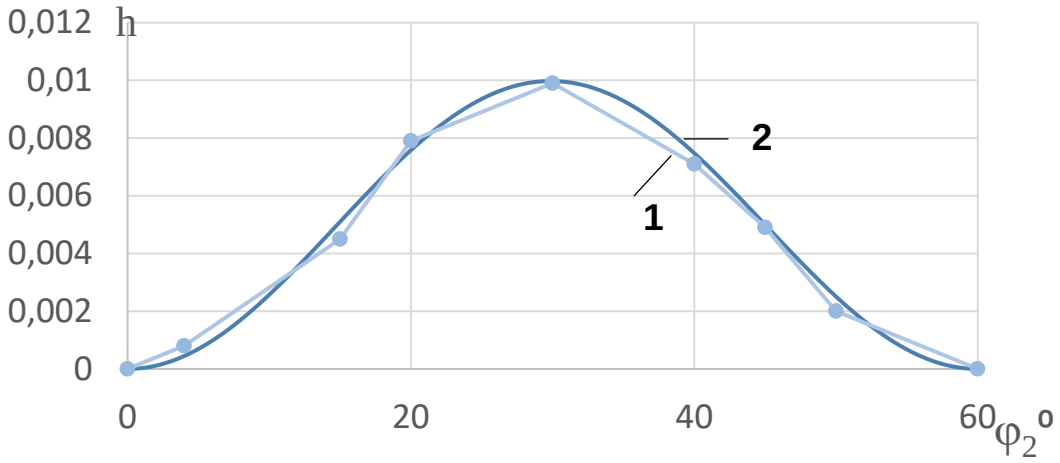


Рис. 9. Зависимость коэффициента $h = \delta r_2 / r$, от текущего угла φ_2 поворота мнимого водила для рассматриваемой схемы ПРМ 3-2
1 – графический метод; 2 – расчёт по формулам

На основе проведенного анализа необходимых геометрических преобразований была разработана расчетная методика определения поправки $\delta_{r2} = r_2 h$. Этот расчет опирается на разницу $\Delta\varphi_c$ угловых положений сателлита, полученных для солнечной шестерни φ_{c1} и эпицикла φ_{c2} в системе координат, связанной с мнимым водилом:

$$\Delta\varphi_c = \left|\varphi_{c1} - \varphi_1\right| - \left|\varphi_{c2} - \varphi_2\right| \quad . \tag{9}$$

От разницы угловых положений сателлита $\Delta\varphi_c$ нужно перейти к соответствующей разности положений мнимого водила $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_c / i_{ch}, \tag{10}$$

где i_{ch} — мгновенное передаточное отношение от сателлита к мнимому водилу.

Параметр i_{ch} найдем, например, «через солнечную шестерню»:

$$i_{ch} = (1 + \frac{z_1}{z_c}) \cdot 0{,}5 \cdot (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{1}{r_0} \cdot \sqrt{(r_1(\varphi_1)^2 + (r_1'(\varphi_1))^2} \; . \tag{11}$$

Поправку δ_{r2} к радиусу r(φ) можно найти числено, используя массив значений радиуса r(φ) (столбец 1 в таблице 2). Для этого на каждом шаге по углам φ_1 и φ_2 вычисляем интенсивность изменения радиуса $\Delta r_i/s_\varphi$ (в мм/градус) и умножаем её на Δφ:

$$\delta_{r2} = \Delta\varphi.(\Delta r/s_\varphi) \ . \qquad (12)$$

Величина шага $s_{\varphi 1}$ – это некоторое среднее значение между шагами $s_{\varphi 1}$ по ротору и $s_{\varphi 2}$ по статору: $s_\varphi = (s_{\varphi 1} + s_{\varphi 2})/2$.

Если траектория сателлита задана единой, достаточно простой функцией F(φ), например (4), то поправку радиуса δr_2 центровой траектории сателлита можно сразу рассчитать по формуле:

$$\delta_r = 2r_0 k_н н[F((M\varphi_1) + \Delta\varphi NM/(N + M)) - F(M\varphi_1)]. \qquad (13)$$

По рис. 9 замечаем, что расчетная кривая 2 близка к кривой 1, соответствующей компьютерному эксперименту.

На заключительном этапе проектирования ПРМ применяется программа КОМПАС. Сателлит строится во множестве положений, а профиль соответствующего некруглого зубчатого венца находится как огибающая семейства кривых-профилей сателлита.

«Масштаб» изменения контура эпицикла иллюстрирует рис. 10, на котором совмещены контуры венца эпицикла, рассчитанные без коррекции и с коррекцией радиуса r.

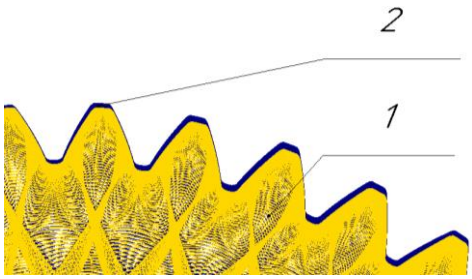
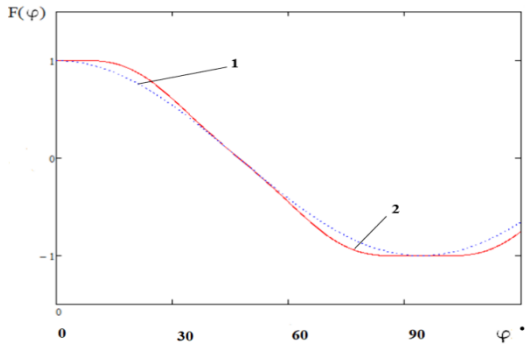


Рис. 10. Профили венца эпицикла: 1 — без коррекции; 2 — после коррекции

Методика расчёта, связанная с коррекцией характеризующего траекторию движения центра сателлита радиус-вектора r, прошла проверку при синтезе механизмов с циклическими функциями, более сложными, чем F(φ)=cos(φ).

В схемах 3-2 и 4-3 была использована функция вида:

$$F(\varphi) = \cos\varphi + k_{M1}\cos^{h_{M1}}\varphi - k_{M2}\cos^{h_{M2}}\varphi, \qquad (14)$$



где $h_{M1}<h_{M2}$ – целые, нечетные, числа; k_{M1} и k_{M2} – дополнительные коэффициенты.

Возможности модификации расчетной траектории сателлита проиллюстрированы рис. 11, соответствующим значениям параметров: k_{M1}=0,6; k_{M2}= 0,6; h_{M1}=3; h_{M2}=5.

Рис. 11. Модификация центровой траектории сателлита 1 - базовая функция F(φ)= cos(φ) (без модификации); 2- модифицированная функция

В примере это позволило повысить геометрическую степень сжатия на 5-7%

Другой вид модификации контуров зубчатых венцов был связан с варьированием центроидного шага P_w ротора и статора.

В качестве базовой функции приняли F(φ)=cos(φ) (14), (15).

При этом модифицирующую поправку внесли непосредственно в формулу для определения φ_{2c} (вида 15)

$$\varphi_{c2} = \left[\left(1 - \frac{z_2}{z_c}\right) \cdot \xi_2 \cdot \int_0^{\varphi_2} \sqrt{(1 + k_n \cdot cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_n \cdot sin(N \cdot \varphi_2))^2}\, d\varphi_2\right] + \left(\frac{z_2 \cdot k_{\Delta 2}}{z_c \cdot N} \cdot sin(N \cdot \varphi_2)\right), \quad (15)$$

$$\varphi_{c1} = \left[\left(1 + \frac{z_1}{z_c}\right) \cdot \xi_1 \cdot \int_0^{\varphi_1} \sqrt{(1 + k_n \cdot cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_n \cdot sin(M \cdot \varphi_1))^2}\, d\varphi_1\right] + \left(\frac{z_1 \cdot k_{\Delta 1}}{z_c \cdot M} \cdot sin(M \cdot \varphi_1)\right). \quad (16)$$

Значения коэффициентов $k_{\Delta 1}$ и $k_{\Delta 2}$ приняли на основании предварительно выполненного исследования возможности варьирования центроидного шага.

На рис. 12 показаны контуры венцов ротора и статора с модификацией центроидного шага P_w, соответствующие параметрам:

$M=2$; $Z_1=40$; $N=3$; $Z_2=60$; $Zc=10$; $a_w=26{,}018$m; $k_n=0{,}155$.

При попытке вставить сателлит 3 между ротором 1 и статором 2 (без коррекции) получаем интерференцию контуров сателлита 3 и статора 2. Выполнив коррекцию радиус-вектора статора по методике, изложенной выше, получаем его новый контур 4 (рис. 12), сопрягающийся с сателлитом 3 уже без интерференции.

В результате модификации венцов ротора и статора по центроидному шагу P_w геометрическая степень ε сжатия ПРМ 3-2 увеличилась с 3,4 до 4,0, (т.е. на 15%).

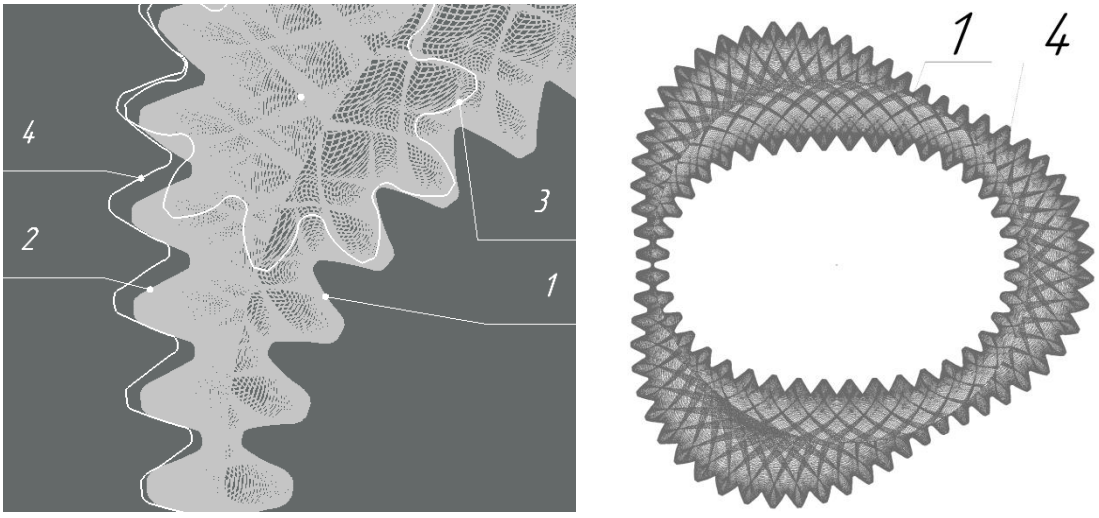


Рис. 12. Контуры венцов ротора и статора с модификацией центроидного шага: 1- ротор; 2-статор без коррекции радиуса r_2; 3 – сателлит; 4 – статор после коррекции

Четвёртая глава посвящена проектированию и экспериментальной проверке работоспособности планетарной пневмомашины с выстоями сателлитов при одинаковом числе волн ротора M и статора N.

Варианты реализации таких схем ПРМ (рис. 3в, 3г), помимо достоинств, имеют существенный недостаток: слишком большой угол θ давления в паре эпицикл-сателлит на участках подъёма сателлита (рис. 13).

Угол давления θ складывается из угла зацепления α_w и половины угла удержания λ сателлита (рис. 13): $\theta = \alpha_w + \lambda/2$. (17)

При характерных величинах углов: $\alpha_w=40^o$; $\lambda=40^o$, получаем $\theta=60^o$. Это значительно превышает рекомендуемые пределы и является фактором, снижающим надёжность работы механизма. Задачу снижения максимального значения угла давления θ можно решить за счёт уменьшения шага P_w зубьев статора 2 в зонах подъёма сателлитов 3 и перераспределения значений угла зацепления α_{w2} по зонам выстоя.

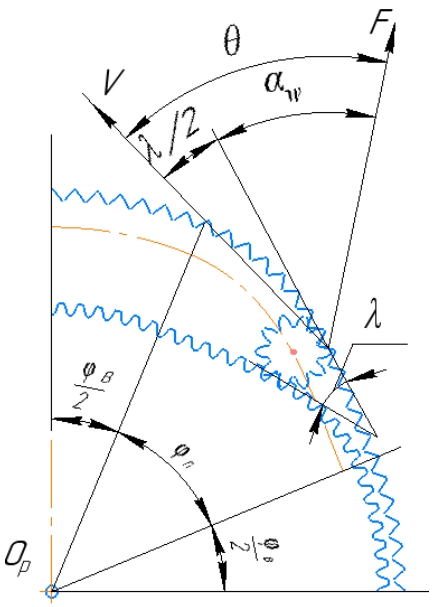


Рис. 13. Расчётная схема к определению угла давления в фазах выстоя φв и подъема φп

На первом этапе проектирования выбираются базовые исходные параметры ПРМ, например: M=N=2; $Z_1=Z_2=Z_ц=100$; $Z_c=9$. Для правильного зацепления зубьев отношение $Z_c/Z_ц$ не должно превышать 1/10.

Выбираются параметры круглозвенного планетарного прототипа: $X_1=-1$; $X_2=12{,}565$; $X_c=0{,}25$; m=1; $d_{ac}=11{,}4$; $a_w=53{,}704$.

Далее расчёт производится по методике, разработанной Д.В. Фадюшиным, Г.Ю. Волковым для ПРМ с выстоями. Назначается угловая протяжённость секторов подъёма $\varphi_п$. Она задаётся через условное число волн G. В примере примем G= 5. При M=2 это означает, что 2/5 от 360^o приходится на участки подъёма $\varphi_п$, а 3/5 на выстои сателлита $\varphi_в$.

Выполняется расчёт ротора. На участках подъёма сателлита радиус его центровой траектории будет изменяться по гармоническому закону. В примере $k_H=0{,}073$.

$$r_{var} = r_0 \cdot (1 + k_H \cdot \cos(G \cdot \varphi)), \quad (18)$$

на участках выстоя – постоянный радиус:

$$r = r_0 \cdot (1 \pm k_H), \quad (19)$$

Для множества положений центра сателлита на его траектории, рассчитывается угол φ_c поворота сателлита относительно ротора. На участках подъёма:

$$\varphi_{c1} = \left(1 + \frac{Z_ц}{Z_c}\right) \cdot \xi_1 \cdot \left(\int_0^{\varphi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(G \cdot \varphi))^2 + (G \cdot k_H \cdot \sin(G \cdot \varphi))^2}\, d\varphi \right), \quad (20)$$

на участках «выстоя»:

$$\varphi_{c1} = (1 + Z_ц/Z_c)\, \xi_1\, (1 \pm k_H)\varphi\,. \quad (21)$$

Центровая траектории сателлита эквидистантна центроиде ротора, поэтому коэффициент ξ_1 может быть рассчитан заранее. В примере:

$$\xi_1 = \frac{2 \cdot \pi}{4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{5}} \sqrt{(1+(K_н \cos(G \cdot \varphi_1))^2+(G \cdot K_н \sin(G \cdot \varphi_1))^2}\, d\varphi + \frac{6 \cdot \pi}{5}} = 0,9871443. \quad (22)$$

По результатам расчета угла φ_{c1} создается массив параметров: φ; $r(\varphi)$; φ_{c1}, включающий фазы выстоев и подъёма сателлита (см. табл. 3 столбцы 1, 2, 3).

Таблица 3. Массивы параметров, характеризующих закон движения сателлита относительно центральных зубчатых колес.

	Общие параметры		Солнечная шестерня	Эпицикл (статор)	
	$r_1 = r_2$	$\varphi_1 = \varphi_2$	φ_{c1}	φ_{c2}	r_2^{nev}
	1	2	3	4	5
Нижний выстой	49,783608	0	0	0	49,783608
	49,783608	0,5	5,541334	-4,243607	49,783608
	49,783608	1,0	11,082669	-8,487214	49,783608
	49,783608	27	299,232064	-229,15479	49,783608
Подъем	49,787339	27,5	304,7738101	-233,78648	49,77554
	49,798526	28,0	310,3180177	-238,42467	49,76336
	57,624392	63	743,6396922	-644,88114	57,624392
Верхний выстой	57,624392	63,5	750,053772	-649,79310	57,624392
	57,624392	64,0	756,4678518	-654,70506	57,624392
	57,624392	90	1090	-910	57,624392

Новой частью методики является расчёт модифицированного статора. Исходная расчётная центровая траектория сателлита в системе статора такая же, как в системе ротора – формула (5). Задача перераспределения значений угла α_w зацепления по секторам статора решается путём варьирования величины центроидного шага P_{w2}. На участках подъёма шаг нужно уменьшить, а на участках выстоя – увеличить.

Для упрощения выполнения расчётов введём понятия: «средние условные числа зубьев на участках выстоя и подъёма»: $Z^y_в = 360^\circ/\varphi_в$; $Z^y_п = 360^\circ/\varphi_п$, а также «коэффициент k_Z» ($k_Z = Z^y_в/Z^y_п$). В рассматриваемом примере возьмём k_Z=1,2. С учётом того, что общее число зубьев $Z_ц$=100, а относительная продолжительность участков подъёма и выстоя 2/5 и 3/5, получаем уравнение:

$$Z^y_п \cdot \frac{2}{5} + Z^y_в \cdot \frac{3}{5} = Z_ц = 100. \quad (23)$$

Решая это уравнение при k_Z=1,2, получаем значения условных чисел зубьев: $Z^y_п$ = 111,111111; $Z^y_в$ = 92,59259.

После модификации по центроидному шагу формула для определения углового положения сателлита φ^{*}_{c2} в системе статора в фазе подъёма примет вид:

$$\varphi_{c2} = \xi_2 \left[\left(1 - \frac{Z^{y}_{п}}{Z_c} \right) \cdot \int_0^{\varphi_{c2}} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(G \cdot \varphi_{c2}))^2 + (G \cdot k_H \cdot \sin(G \cdot \varphi_{c2}))^2}\, d\phi + \left(\frac{Z^{y}_{п} \cdot k_\Delta}{Z_c \cdot 2 \cdot G} \cdot \sin(2 \cdot G \cdot \varphi_{c2}) \right) \right], \quad (24)$$

где k_Δ– коэффициент, обеспечивающий приближенное равенство центроидного шага в начале и конце фазы подъёма шагу в фазе выстоя. В примере $k_{\Delta=}0{,}091$.

На участках выстоя:

$$\varphi_{c2} = \left(1 - \frac{Z^{y}_{в}}{Z_c} \right) \cdot \xi_2 \cdot (1 \pm k_H) \cdot \varphi . \quad (25)$$

Величина поправочного коэффициента ξ_2 будет несколько отличаться от ξ_1. Для её расчёта, вначале находим «номинальное» значение угла $\varphi^{н}_{c2}$ поворота сателлита, соответствующее половине цикла его движения:

$$\varphi^{н}_{c2} = \left(\frac{360}{2 \times N} \right) \cdot \left(1 - \frac{Z_ц}{Z_c} \right) = \left(\frac{360°}{2 \cdot 2} \right) \cdot \left(1 - \frac{100}{9} \right) = 90 \cdot (-10{,}1111) = 910° .$$

Далее выполняем предварительный расчёт угла поворота сателлита φ^{*}_{c2} для каждой из фаз его движения, приняв в формулах (24) и (25) ξ_2 равным единице (ξ_2=1). Находим суммарный угол $\sum\varphi^{*}_{c2}$ поворота сателлита для всех трёх фаз (половина нижнего выстоя, подъём, половина верхнего выстоя) – в примере $\sum\varphi^{*}_{c2}$ = 924,5°. Искомая величина коэффициента ξ_2 будет равна отношению этих величин: $\xi_2 = \varphi^{н}_{c2} / \sum\varphi^{*}_{c2}$ =910/924,5= 0,984. Результаты вычисления угла φ_{c2} поворота сателлита в системе статора заносим в таблице 3 (столбец 4).

На следующем этапе проектирования ПРМ сателлит нужно построить во множестве положений. Контуры зубчатого венца ротора и статора являются огибающими семейства профилей сателлита (рис. 14).



а б

Рис. 14. Контуры зубчатых венцов механизма до модификации статора

Непосредственное использование рассчитанных выше контуров венцов ротора и статора приводит к появлению интерференции с контурами сателлита (рис. 14а) или к ненужному зазору между зубьями (рис. 14б). Для устранения этого дефекта в секторах, соответствующих подъёму сателлита,

выполняется коррекция радиус-вектора r(φ) венца статора (табл. 4, столбец 5,).

Принятые окончательно контуры зубчатых звеньев ПРМ 2-2 показаны на рис. 15. Интерференция либо избыточные зазоры в зацеплениях отсутствуют. Профили зубьев статора на участках подъёма обеспечивают уменьшенный угол α_w зацепления. В итоге в любой фазе движения механизма углы θ давления в высших кинематических парах не превышают 40-45°, а геометрическая степень сжатия ε = 7,6. Аналогичный расчёт был проведен для ПРМ 1-1 (ε = 8,5).

Корректность выполненных расчётов проверялась на плоских моделях планетарного механизма (рис. 16), а также при испытании всего ПРМ (рис.17) в режиме вакуумного насоса. Насос работал при числе оборотов входного вала n=400 об/мин. Благодаря подаче масла, полученный уровень вакуума 0,95 атм (0,096 МПа.), был существенно выше, чем значение 0,85, соответствующее «сухой» степени сжатия, рассчитанной по контурам звеньев ПРМ.

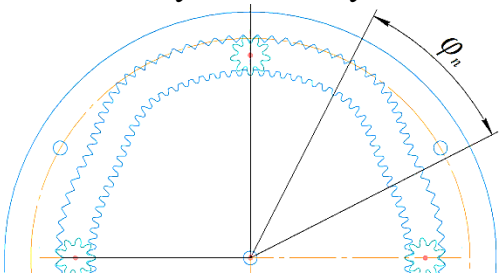


Рис. 15. Модифицированные контуры зубчатых звеньев ПРМ 2-2





Рис. 16. Плоские модели планетарного механизма



Рис. 17. Испытание планетарного вакуумного насоса

Заключение и выводы диссертационной работы:

– в результате анализа конструкций механизмов с некруглыми зубчатыми колесами выявили структурные и геометрические особенности планетарных механизмов пневмомашин, вызывающие трудности при расчёте ПРМ. Они обусловлены наличием плавающих, самоустанавливающихся сателлитов, относительное угловое положение центров которых не остаётся постоянным;

– в результате оценки существующих подходов к геометрическому расчету планетарных механизмов с некруглыми колесами установлено, что методика, в которой произвольно задана центроида одного из некруглых звеньев не обеспечивает корректной формы зубьев другого некруглого звена. Если же изначально задана траектория сателлита, а центроиды некруглых колёс независимо друг от друга находятся как эквидистанты этой траектории, то возникает интерференция (подклинивание) зубьев;

– использование представлений аналитической механики о несвободных системах материальных точек позволило выполнить компактное описание алгоритмов проектирования центроидных механизмов в виде формул их строения. Это облегчило и ускорило понимание проблем, возникающих при проектировании. К структурированию центроидных систем такой подход применён впервые, что является определённым вкладом в общую теорию механизмов;

– в результате исследования разработана методика геометрического расчета профилей некруглых зубчатых колес ПРМ, предусматривающая коррекцию радиус-вектора траектории центров сателлитов. Методика обеспечивает правильную форму зубьев всех звеньев механизма и отсутствие их интерференции. Разработанное программное обеспечение на языке PYTHON с последующим построением контуров некруглых колес в программе Компас могут быть доступны широкому кругу инженеров-проектировщиков;

– доказана возможность повышения степени сжатия среды в рабочих камерах планетарной пневмомашины за счет модификации траектории центра сателлита и варьирования центроидного шага зубьев. Проверка на этих задачах подтвердила корректность разработанной методики геометрического проектирования ПРМ;

– разработанный алгоритм геометрического расчёта ПРМ лёг в основу методики проектирования пневмомашины с одинаковом числом волн ротора и статора при наличии выстоев сателлитов. Приемлемые значения углов давления в зацеплениях сателлита со статором были обеспечены за счёт перераспределения значений угла зацепления по секторам венца статора. В итоге, удалось улучшить условия работы планетарного механизма, наиболее перспективного для использования в пневомашиах (вакуумных насосах и компрессорах);

– испытание вакуумного насоса, содержащего зубчатые звенья, спроектированные по предложенной методике, подтвердило правильность выполненных геометрических расчётов и, в целом, работоспособность пневмомашин данного класса

– спроектированный планетарный вакуумный насос принят для конструкторской проработки предприятием АО «Кургандормаш». Методика геометрического расчета ПРМ будет использована предприятием ООО «Вездеходы «Бурлак» при проектировании гидромотора.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных в ВАК:

1. Волков Г. Ю., **Алексеева Ю. В**. (2024). Структурно-кинематические особенности трехзвенных центроидных механизмов и синтез некруглых зубчатых колес планетарно-роторной гидромашины. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова, 27(4), 22–30.
2. Волков Г.Ю., **Алексеева Ю.В**. Особенности задачи синтеза некруглых зубчатых колес планетарных механизмов с плавающими сателлитами. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2024, № 9, с. 10–18.
3. **Алексеева Ю.В**. Контроль и коррекция параметров зацепления некруглых зубчатых колес в процессе их графоаналитического синтеза // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2025. Т. 26, No 2.С. 83—87.
4. Волков Г.Ю., **Алексеева Ю.В**., Ведерников М.Д. Модификация траектории центров сателлитов планетарной пневмомашины с числами волн статораи ротора, различающимися на единицу //Сборка в машиностроении, приборостроении. 2025. Т. 26, No 5. С. 201—205
5. Волков Г.Ю., **Алексеева Ю.В**. Трехзвенный центроидный механизм ка несвободная система формообразующих точек. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2026, № 3, С. 10–18.
6. Волков Г.Ю., **Алексеева Ю.В**. Модификация профилей центральных колёс планетарного механизма с плавающими сателлитами по центроидному шагу // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – М., 2026. – № 4. – С. 27-31

Прочие научные статьи

1. **Алексеева Ю.В.,** Савельев В.А. Использование методов компьютерного инжиниринга для моделирования процессов гидрогазодинамики при обучении студентов // Наука XXI века: технологии, управление, безопасность : Материалы II национальной научной конференции, – Курган: Курганский государственный университет, 2022. – С. 263-266.
2. Волков Г.Ю., **Алексеева Ю.В.** Уточненный метод расчета профилей некруглых зубчатых колес планетарного механизма роторной гидромашины// Автоматизированное проектирование в машиностроении. - 2023. - №15- С. 47-50.
3. **Алексеева Ю.В**. Выбор геометрических параметров планетарно-роторного насоса, отвечающих техническим возможностям его изготовления // Наука XXI века: технологии, управление, безопасность : Материалы III Национальной научной конференции, – Курган: Курганский государственный университет, 2024. – С. 261-266.

Научные статьи, опубликованные в иностранных журналах.

1. Volkov, G.Y., Fadyushin, D.V., **Alekseeva, Y.V**. (2025). Geometrical Design Conditions for Feed Channels of Planetary-Rotor Hydraulic Machines. In: Trubachev, E., Barmina, N. (eds) Theory and Practice of Gearing and Transmissions. Mechanisms and Machine Science, vol 172. Springer, Cham.

Подписано в печать 21.10.26 Формат 60×84 1/16 Бумага 80 г/м^2

Печать цифровая Усл. печ. л. 1,5 Уч.-изд. л. 1,5

Заказ 55 Тираж 100

БИЦ Курганского государственного университета. 640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.

Курганский государственный университет.