МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей
(наименование)

13.04.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль) / специализация)

# ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Анализ характеристик рабочего процесса роторно-поршневого двигателя

Обучающийся Р.М. Дятлов
(Инициалы Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель канд. тех. наук, доцент, В.В. Смоленский
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2025

## Содержание

Введение ..... 3
1 Теоретические основы анализа рабочих процессов роторно-поршневых двигателей ..... 7
1.1 Общие сведения о конструкции и принципах функционирования роторно-поршневых двигателей ..... 7
1.2 Физико-математическая модель термодинамического цикла роторно-поршневого двигателя ..... 18
2 Экспериментальные исследования рабочих процессов роторно-поршневого двигателя ..... 35
2.1 Методика экспериментальных исследований характеристик роторно-поршневого двигателя ..... 35
2.2 Анализ результатов экспериментов и оценка эффективности рабочего процесса роторно-поршневого двигателя ..... 40
3 Пути совершенствования рабочего процесса роторно-поршневого двигателя ..... 52
3.1 Современные тенденции развития конструкций роторно-поршневых двигателей ..... 52
3.2 Рекомендации по оптимизации рабочих процессов роторно-поршневого двигателя ..... 61
Заключение ..... 82
Список используемой литературы и используемых источников ..... 84
Приложение ..... 88

# Введение

Актуальность темы исследования анализа характеристик рабочего процесса роторно-поршневого двигателя обусловлена возрастающим интересом к альтернативным силовым установкам в условиях ужесточения экологических норм и требований к энергоэффективности. Роторно-поршневые двигатели обладают рядом преимуществ по сравнению с традиционными поршневыми аналогами, включая компактность, высокую удельную мощность и сниженный уровень вибраций, что делает их перспективными для применения в различных отраслях. Современные тенденции развития транспортных средств и энергетических установок требуют поиска решений, способных сочетать высокую производительность с минимальным воздействием на окружающую среду.

Изучение рабочего процесса таких двигателей позволяет оптимизировать их конструкцию и режимы работы, что способствует повышению КПД и снижению вредных выбросов. В условиях декарбонизации экономики и перехода к устойчивому развитию исследования в этой области приобретают особую значимость. Роторно-поршневые двигатели могут стать альтернативой электрическим силовым установкам в тех сферах, где использование аккумуляторов ограничено. Анализ их характеристик открывает возможности для создания гибридных систем, сочетающих преимущества разных типов двигателей. Развитие авиации, малого судостроения и спецтехники требует легких и мощных энергетических установок, что повышает востребованность подобных исследований.

Несмотря на существующие технологические вызовы, такие как проблемы уплотнения и теплоотвода, потенциал роторно-поршневых двигателей остается высоким. Совершенствование материалов и методов расчета позволяет преодолевать эти ограничения, делая двигатели более надежными и долговечными. Исследование их рабочего процесса важно для

прогнозирования поведения двигателя в различных условиях эксплуатации. Это особенно актуально для оборонной промышленности и космической отрасли, где требования к надежности и компактности особенно высоки. Разработка новых моделей роторно-поршневых двигателей требует глубокого понимания термодинамических и газодинамических процессов, происходящих в их рабочих камерах.

Современные методы компьютерного моделирования и экспериментальные исследования позволяют детально изучить эти аспекты. Полученные данные могут быть использованы для создания более эффективных систем управления и контроля работы двигателя. Внедрение цифровых технологий и искусственного интеллекта в проектирование и диагностику таких двигателей открывает новые перспективы для их совершенствования. Изучение характеристик рабочего процесса способствует разработке инновационных решений, которые могут быть запатентованы и коммерциализированы. Это создает предпосылки для развития новых направлений в машиностроении и энергетике. Таким образом, исследование роторно-поршневых двигателей остается востребованным как с научной, так и с практической точек зрения.

Цель исследования – анализ характеристик рабочего процесса роторно-поршневого двигателя для повышения его эффективности и экологичности.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Изучить конструктивные особенности и принципы работы роторно-поршневых двигателей для выявления ключевых факторов, влияющих на их эффективность.

2. Разработать физико-математическую модель термодинамического цикла роторно-поршневого двигателя с учетом газодинамических и тепловых процессов.

3. Разработать методику экспериментальных исследований для оценки рабочих характеристик роторно-поршневого двигателя.

4. Провести экспериментальные исследования и проанализировать полученные данные для оценки эффективности рабочего процесса.

5. Выявить современные тенденции в конструировании роторно-поршневых двигателей и определить перспективные направления их совершенствования.

6. Разработать рекомендации по оптимизации рабочих процессов роторно-поршневого двигателя с целью повышения КПД и снижения вредных выбросов.

Объект исследования – роторно-поршневой двигатель как термомеханическая система.

Предмет исследования – рабочий процесс, термодинамические и газодинамические характеристики роторно-поршневого двигателя.

Гипотеза исследования состоит в том, что повышение эффективности и экологичности роторно-поршневого двигателя возможно за счет оптимизации его рабочего процесса на основе комплексного анализа термодинамических и газодинамических характеристик, если будут учтены реальные теплофизические свойства рабочего тела, улучшена геометрия камеры сгорания, оптимизированы процессы смесеобразования и сгорания, а также внедрены современные методы математического моделирования и компьютерного анализа.

Теоретико-методологическую основу исследования составили: фундаментальные законы термодинамики, газовой динамики и теории тепломассообмена, а также современные методы математического моделирования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания.

Базовыми для настоящего исследования явились также: работы отечественных и зарубежных ученых в области роторно-поршневых двигателей, исследования характеристик двигателей.

Методы исследования: анализ специализированной литературы, сравнение, обобщение и обработка данных.

Теоретическая значимость исследования заключается в:

- углублении понимания термодинамических процессов в роторно-поршневых двигателях;

- развитии методов численного моделирования рабочих циклов нетрадиционных двигателей;

- систематизации факторов, влияющих на КПД и экологические показатели;

- обосновании перспективных направлений модернизации конструкции.

Практическая значимость исследования. Результаты работы могут быть использованы при проектировании и оптимизации роторно-поршневых двигателей для транспортных средств, авиации и энергетических установок.

Структура работы: введение, три главы, заключение и список использованной литературы.

# 1 Теоретические основы анализа рабочих процессов роторно-поршневых двигателей

## 1.1 Общие сведения о конструкции и принципах функционирования роторно-поршневых двигателей

Современный прообраз роторных двигателей возник в конце 1930-х годов в ходе разработки эффективных двигателей внутреннего сгорания. Первым представителем этого класса стала дизельная турбина, относящаяся к роторным ДВС с открытой камерой сгорания. В конце 1950-х годов Вальтер Фройде и Феликс Ванкель создали принципиально новую конструкцию роторно-поршневого двигателя с герметичной камерой сгорания. Ключевым элементом данной системы является ротор, выполняющий функции поршней и шатунов в традиционных двигателях.

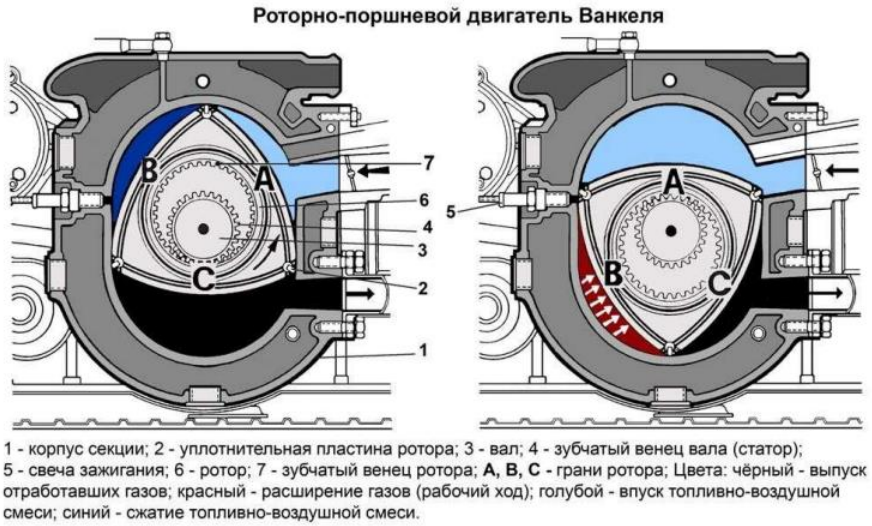
Ротор изготавливается из высокопрочного чугуна и имеет форму треугольника Рело, образованного тремя дугами равного радиуса. Он размещается внутри статора — корпуса двигателя эпитрохоидальной формы, обеспечивающего постоянный контакт вершин ротора со стенками камеры. Между гранями ротора и стенками статора формируются изолированные полости, играющие важную роль в рабочем процессе. Для поддержания герметичности на вершинах ротора установлены уплотнительные пластины, аналогичные поршневым кольцам [12].

Конструкция роторно-поршневого двигателя может включать несколько роторов, расположенных последовательно на эксцентриковом валу. Движение ротора осуществляется по сложной траектории благодаря взаимодействию внутренней шестерни ротора с неподвижной шестернёй, закреплённой на боковой стенке камеры. Это обеспечивает передачу крутящего момента на эксцентриковый вал с трёхкратным передаточным отношением. Таким образом, за один полный оборот ротора вал совершает

три оборота, что определяет высокую удельную мощность данной конструкции.

Принцип работы роторного двигателя основан на цикле Отто, включающем такты впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. Однако в отличие от поршневых ДВС, эти процессы происходят в разных зонах камеры одновременно. Отсутствие возвратно-поступательного движения деталей снижает инерционные нагрузки и вибрации. Благодаря компактности и высокой мощности роторные двигатели нашли применение в авиации, автоспорте и специализированной технике. Тем не менее, их широкое распространение ограничено повышенным расходом топлива и сложностью обеспечения долговечности уплотнений [15].

Современные исследования направлены на совершенствование материалов и оптимизацию геометрии рабочей камеры. Перспективы развития роторных двигателей связаны с гибридными силовыми установками и использованием альтернативных видов топлива. Анализ конструкции показывает, что основными преимуществами остаются высокая удельная мощность и компактность, а ключевыми недостатками — повышенный расход масла и сложность обслуживания.




1 - корпус секции; 2 - уплотнительная пластина ротора; 3 - вал; 4 - зубчатый венец вала (статор); 5 - свеча зажигания; 6 - ротор; 7 - зубчатый венец ротора; **A, B, C** - грани ротора; Цвета: чёрный - выпуск отработавших газов; красный - расширение газов (рабочий ход); голубой - впуск топливно-воздушной смеси; синий - сжатие топливно-воздушной смеси.

Рисунок 1 - Упрощенный вид конструкции РПД Ванкеля

Феликс Ванкель по праву считается основоположником современных роторно-поршневых двигателей. В середине XX века лицензии на его разработку приобрели около ста компаний, причём значительная часть этих соглашений пришлась на японские предприятия. Однако Советский Союз избрал иной путь освоения данной технологии. В 1967 году в СССР был доставлен немецкий седан NSU Ro-80, оснащённый роторным двигателем, который подвергся тщательному изучению.

На Волжском автомобильном заводе было организовано специализированное конструкторское бюро, занимавшееся исключительно разработкой роторно-поршневых силовых агрегатов. Первый советский образец такого двигателя, обозначенный как ВАЗ-21018, был представлен в 1982 году, но испытания выявили его низкую надёжность. Уже в 1983 году появились усовершенствованные модели ВАЗ-411 и ВАЗ-413, которые нашли применение в спецслужбах благодаря высокой динамике, компенсировавшей повышенный расход топлива [16].

В западных странах роторные двигатели не получили широкого распространения из-за нефтяного кризиса 1973 года, сделавшего приоритетом экономичность. Японские автопроизводители изначально проявляли значительный интерес к данной технологии, но большинство компаний отказались от её дальнейшего развития из-за технических ограничений. Исключением стала Mazda, продолжавшая серийный выпуск автомобилей с РПД вплоть до 2012 года.

В России работы по совершенствованию роторных двигателей велись до 2004 года, после чего были свёрнуты. Основными причинами прекращения разработок стали трудности в обеспечении приемлемого ресурса и топливной экономичности. Тем не менее, советские и японские инженеры доказали принципиальную возможность использования РПД в серийных автомобилях.

Анализ исторического опыта показывает, что роторные двигатели обладали двумя ключевыми преимуществами – высокой удельной

мощностью и компактностью. Однако их массовому внедрению препятствовали такие факторы, как повышенный расход топлива и масла, а также сложность обеспечения долговечности уплотнительных элементов. Современные исследования в области роторных двигателей ведутся преимущественно в рамках создания гибридных силовых установок.

На рисунках 2 и 3 показаны автомобили серийно выпускаемые с РПД.

Рисунок 2 - Роторный двигатель на ВАЗ (ГАИ)

Рисунок 3 – Роторный двигатель на Mazda RX-8

«Роторно-поршневые двигатели обладают рядом принципиальных преимуществ по сравнению с традиционными поршневыми аналогами» [27]. Конструктивная схема РПД отличается существенно меньшим количеством подвижных элементов, что теоретически повышает надежность системы. В отличие от четырехтактных поршневых ДВС, где реализован сложный кривошипно-шатунный механизм, в роторных двигателях кинематическая цепь значительно упрощена [19].

Важным преимуществом является плавность рабочего процесса, обусловленная непрерывным вращением деталей в едином направлении. Наличие динамически сбалансированных противовесов позволяет эффективно гасить остаточные вибрации. В поршневых двигателях возвратно-поступательное движение поршней создает значительные инерционные нагрузки, что полностью отсутствует в РПД [15].

Энергетическая эффективность роторных двигателей демонстрирует существенное превосходство - одноротorная конструкция обеспечивает полезную мощность в течение 75% цикла вращения выходного вала. Для сравнения, одноцилиндровый поршневой двигатель отдает мощность лишь на 25% оборота коленчатого вала. Такая особенность кинематики позволяет РПД развивать более высокую удельную мощность при одинаковом рабочем объеме.

Термодинамические характеристики роторных двигателей обеспечивают улучшенное наполнение цилиндров топливовоздушной смесью. Массовый коэффициент наполнения в РПД превышает аналогичный показатель поршневых моторов. Эксплуатационные требования к техническому обслуживанию роторных конструкций менее строгие благодаря отсутствию сложных механизмов газораспределения.

Соотношение мощности к массе у роторно-поршневых двигателей значительно выгоднее, чем у поршневых аналогов. Этот параметр имеет особое значение для транспортных средств, где важна компактность

силового агрегата. Меньшие габаритные размеры РПД при равной мощности открывают дополнительные возможности для компоновки.

Анализ рабочих характеристик показывает, что роторные двигатели обладают лучшими динамическими параметрами на единицу рабочего объема. Отсутствие фазированных процессов впуска и выпуска, характерных для поршневых ДВС, снижает гидравлические потери. Конструктивная простота РПД теоретически должна обеспечивать повышенный ресурс, хотя на практике этот потенциал ограничивается проблемами с уплотнениями.

Перспективность роторной схемы особенно проявляется в условиях требований к компактности и удельной мощности. Однако реализация этих преимуществ на практике требует решения ряда технологических задач, связанных с обеспечением герметичности рабочих камер. Современные материалы и технологии обработки поверхностей позволяют частично преодолеть эти ограничения. На рисунке 4 показаны основные преимущества РПД.

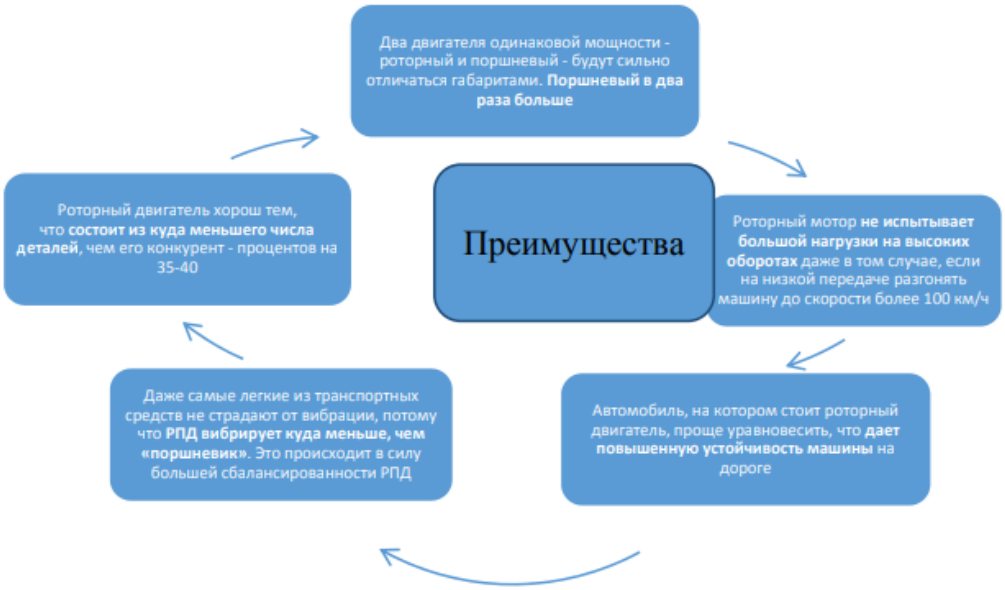



Рисунок 4 – Преимущества роторного двигателя

Роторно-поршневые двигатели обладают рядом существенных недостатков, ограничивающих их широкое практическое применение.

Наиболее критичным является низкая топливная эффективность, значительно уступающая традиционным поршневым двигателям. Экологические показатели РПД также оставляют желать лучшего, что стало одной из основных причин их ограниченного использования в автомобилестроении.

Главной технической проблемой остается недостаточная герметичность рабочих камер, обусловленная износом радиальных и торцевых уплотнений. Эта особенность конструкции приводит к перетеканию топливовоздушной смеси между камерами, снижая общий КПД системы. Характерная для РПД форма камеры сгорания с высоким коэффициентом поверхностного объема ухудшает тепловые характеристики процесса горения [13].

Экологические недостатки проявляются в повышенном содержании несгоревших углеводородов и оксида углерода в выхлопных газах. Неполное сгорание топливной смеси связано с особенностями распространения фронта пламени в вытянутой камере сгорания. При использовании жидкого топлива проблема усугубляется из-за недостаточной скорости горения бензиновоздушной смеси.

Термодинамический анализ показывает, что потери тепла через стенки камеры сгорания в РПД существенно выше, чем в поршневых двигателях. Это связано с неоптимальным соотношением площади поверхности к объему рабочей камеры. Дополнительные энергетические потери возникают из-за необходимости преодоления трения в системе уплотнений [20].

Перспективы совершенствования роторных двигателей связаны с решением трех ключевых задач: повышением герметичности рабочих камер, оптимизацией процесса сгорания и снижением токсичности выбросов. Современные разработки в области материалов уплотнений и систем непосредственного впрыска топлива позволяют частично компенсировать эти недостатки.

Особое внимание исследователи уделяют вопросам снижения тепловых потерь через стенки камеры сгорания. Альтернативным направлением

развития является использование водородного топлива, характеристики горения которого лучше соответствуют особенностям РПД. Однако кардинальное улучшение экологических показателей требует принципиально новых технических решений [24].

Экономическая целесообразность применения роторных двигателей в современных условиях остается под вопросом. Ужесточение экологических норм и требования к топливной экономичности создают дополнительные барьеры для их коммерческого использования. Тем не менее, нишевое применение РПД сохраняется в областях, где критически важны компактность и высокая удельная мощность. Недостатки представлены на рисунке 5.

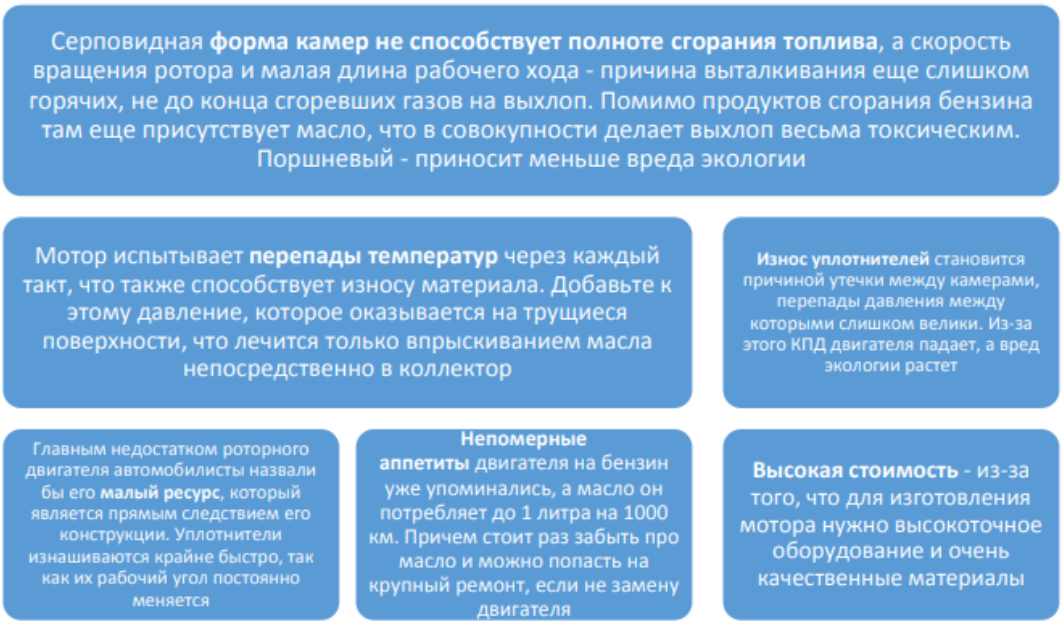



Рисунок 5 – Недостатки роторного двигателя

Роторно-поршневой двигатель принципиально отличается от классического четырехтактного ДВС организацией рабочего процесса. В традиционных поршневых двигателях все такты цикла последовательно осуществляются в одном цилиндре, тогда как в РПД для каждого процесса выделен отдельный сектор рабочей камеры. Такая пространственная

организация рабочего цикла аналогична теоретическому разделению цилиндра поршневого двигателя на четыре изолированных отсека [22].

В поршневых двигателях энергия сгорания топливовоздушной смеси преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней, которое через кривошипно-шатунный механизм трансформируется во вращение коленчатого вала. Роторная схема исключает необходимость такого преобразования, поскольку давление газов непосредственно воздействует на рабочую поверхность ротора, вызывая его вращательное движение.

Отсутствие возвратно-поступательных масс в РПД обеспечивает существенное снижение вибраций и позволяет достигать более высоких оборотов по сравнению с поршневыми аналогами. Кинематические особенности роторного двигателя обуславливают его преимущества в удельной мощности и компактности при равных рабочих объемах [17].

Термодинамический анализ показывает, что пространственное разделение фаз рабочего цикла в РПД создает условия для более эффективного газообмена. В отличие от поршневых двигателей, где процессы впуска и выпуска перекрываются во времени, в роторной конструкции эти фазы физически разделены.

Геометрия рабочей камеры РПД обеспечивает оптимальные условия для реализации расширения газов. Отсутствие мертвых точек, характерных для кривошипно-шатунного механизма, способствует более полному использованию энергии сгорания. Конструктивная простота роторного двигателя проявляется в меньшем количестве деталей, участвующих в преобразовании энергии.

Сравнительные испытания демонстрируют, что при одинаковом рабочем объеме РПД развивает мощность, превышающую показатели поршневых двигателей на 30-40%. Такое превосходство объясняется непрерывностью рабочего процесса и отсутствием потерь на преобразование движения [25].

Оптимальная форма эпитрохоидальной камеры и треугольного ротора обеспечивает равномерное распределение нагрузок. Динамические характеристики РПД отличаются высокой плавностью, что обусловлено отсутствием переменных ускорений подвижных элементов.

Перспективы развития роторных двигателей связаны с совершенствованием их термодинамических показателей. Современные системы управления рабочим процессом позволяют оптимизировать фазы газообмена в условиях переменной геометрии рабочей камеры.

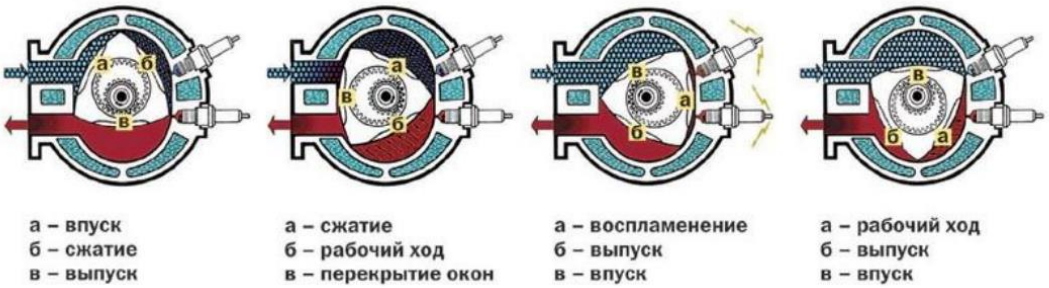



Рисунок 6 – Схема работы РПД

На рисунке 6 представлена схема работы РПД. Кинематика ротора в РПД определяется взаимодействием двух ключевых элементов: эксцентрикового вала и стационарной шестерни, закрепленной на корпусе двигателя. Такая конструкция обеспечивает сложное планетарное движение ротора, при котором его вершины постоянно контактируют с эпитрохоидальной поверхностью статора. В процессе вращения одновременно осуществляются три различных такта рабочего цикла в разных секторах камеры [20].

Особенность системы зажигания РПД проявляется в использовании двух свечей, последовательно воспламеняющих топливовоздушную смесь в удлиненной камере сгорания. Полный четырехтактный цикл завершается за 120 градусов поворота ротора, что соответствует одному обороту эксцентрикового вала. Такая кинематическая схема объясняет высокую

удельную мощность РПД - двухсекционный двигатель рабочим объемом 1308 см³ демонстрирует характеристики, сопоставимые с шестицилиндровым поршневым двигателем объемом 2,6 литра.

Повышение эффективности роторных двигателей требует оптимизации процесса сгорания топлива. Удлиненная форма камеры сгорания и высокая частота вращения предъявляют особые требования к физико-химическим свойствам топлива. Научные исследования указывают на необходимость использования легкоиспаряющихся топливных смесей с улучшенными характеристиками воспламенения [23].

Совершенствование топливных систем может стать ключевым фактором повышения экономичности и экологичности РПД. Современные разработки в области каталитических систем и управления процессом горения открывают новые перспективы для этого типа двигателей. Теоретические расчеты показывают возможность достижения показателей выбросов, соответствующих строгим экологическим стандартам.

Перспективные модификации роторных двигателей способны существенно повлиять на развитие автомобильной промышленности. Их внедрение может привести к созданию транспортных средств с улучшенными энергетическими и экологическими характеристиками. Однако практическая реализация этих преимуществ требует решения сложных инженерных задач.

Технологические вызовы связаны с необходимостью одновременного обеспечения герметичности камеры сгорания и снижения механических потерь. Длительный срок разработки усовершенствованных конструкций объясняется сложностью математического моделирования рабочих процессов в РПД [19].

Экспериментальные исследования подтверждают возможность достижения стабильного процесса горения в камерах неоптимальной формы. Развитие систем непосредственного впрыска и управляемого зажигания позволяет компенсировать геометрические недостатки конструкции.

Экономическая эффективность модернизированных РПД будет определяться соотношением их эксплуатационных характеристик и стоимости производства. Анализ тенденций развития двигателестроения указывает на перспективность нишевого применения роторных технологий [29].

Научное сообщество продолжает исследования в области повышения КПД роторных двигателей. Инновационные решения в области материаловедения и термодинамики открывают новые возможности для этого типа силовых агрегатов.

Внедрение усовершенствованных РПД в массовое производство потребует значительных инвестиций в исследовательскую инфраструктуру. Однако потенциальные преимущества таких двигателей оправдывают продолжение научных изысканий в этом направлении.

## 1.2 Физико-математическая модель термодинамического цикла роторно-поршневого двигателя

Роторно-поршневой двигатель характеризуется фазовым сдвигом рабочих процессов в трех камерах на 120° угла поворота ротора. Критические точки начала и завершения каждого такта определяются геометрическим положением вершин ротора относительно газораспределительных окон. Особенностью конструкции является постоянная связь рабочих полостей с впускными и выпускными каналами через открытые окна в корпусе, что принципиально отличает РПД от традиционных двухтактных поршневых двигателей [30].

Кинематический анализ показывает, что угловое положение рабочей камеры относительно корпуса соответствует углу поворота самого ротора. Однако с учетом передаточного отношения 1:3 между ротором и эксцентриковым валом, все угловые параметры необходимо корректировать умножением на три для определения фактического положения вала.

Процесс газообмена в РПД включает фазу продувки, которая происходит на начальном этапе наполнения. Продувочный период начинается при открытии впускного окна вершиной ротора и продолжается при полностью открытом выпускном канале. Длительность этого процесса составляет примерно 40° поворота ротора и определяется взаимным расположением кромок впускных и выпускных окон.

После перекрытия выпускного окна начинается основной этап наполнения, сопровождающийся увеличением объема рабочей камеры. Этот процесс занимает около 100° угла поворота ротора и характеризуется постепенным снижением скорости изменения объема камеры. На завершающей стадии наполнения, благодаря инерционным эффектам во впускном тракте и продолжающемуся открытию впускных окон, происходит дополнительный дозаряд камеры свежей смесью [14].

Термодинамические исследования выявили существенное влияние геометрии окон на качество газообмена. Оптимальное расположение кромок позволяет минимизировать потери свежего заряда и обеспечить эффективную очистку камеры от отработавших газов.

Фазовые перекрытия процессов в смежных камерах создают уникальные условия для организации газодинамических потоков. Это отличие принципиально меняет подход к расчету систем впуска и выпуска по сравнению с поршневыми аналогами [27].

Скоростные характеристики потока на впуске играют решающую роль в процессе дозарядки. Инерционный наддув, возникающий при определенных режимах работы, способен существенно повысить коэффициент наполнения.

Анализ рабочих циклов показывает, что эффективность газообмена в РПД в значительной степени зависит от точности синхронизации фаз. Это требует особого внимания к проектированию геометрии окон и динамическим характеристикам ротора.

Экспериментальные данные подтверждают возможность достижения высоких значений коэффициента очистки камеры при оптимальной организации продувочного процесса. Современные методы компьютерного моделирования позволяют точно прогнозировать газодинамические процессы в переменной геометрии рабочей камеры [28].

Перспективы повышения эффективности РПД связаны с совершенствованием систем газообмена. Разработка адаптивных систем управления фазами впуска и выпуска открывает новые возможности для оптимизации рабочих процессов.

Теоретические исследования указывают на возможность существенного улучшения экологических показателей за счет точного управления процессами продувки и наполнения. Это направление представляется наиболее перспективным для дальнейшего развития роторных технологий.

Практическая реализация этих преимуществ требует глубокого понимания особенностей газодинамики в условиях переменной геометрии рабочей камеры. Современные вычислительные методы существенно упрощают решение этой сложной инженерной задачи [19].

Роторно-поршневые двигатели демонстрируют уникальные газодинамические характеристики, позволяющие достигать высокого коэффициента наполнения даже при повышенных оборотах. Это достигается за счет эффективного использования инерционных явлений во впускной системе. Процесс сжатия начинается после перекрытия впускного окна вершиной ротора и продолжается до достижения минимального объема камеры.

Термодинамические исследования показывают, что процесс сжатия в РПД характеризуется повышенными утечками рабочего тела через радиальные уплотнения по сравнению с поршневыми аналогами. При этом тепловые потери через стенки камеры оказываются существенно ниже. Экспериментально установленный показатель политропы сжатия n=1,36-1,39

превышает аналогичный параметр для традиционных двигателей с внешним смесеобразованием.

Фаза сжатия соответствует углу поворота ротора около 80°, причем заключительные 10° этого периода совпадают с начальной стадией сгорания. Конструктивные особенности РПД позволяют варьировать степень сжатия в широких пределах - от 8,5 до 12. Однако повышение этого параметра свыше 11 приводит к ухудшению формы камеры сгорания и снижению эффективности. Оптимальные экономические показатели достигаются при степени сжатия 9-11.

Процесс сгорания в РПД имеет ряд принципиальных отличий. Воспламенение смеси начинается за 10-15° до достижения минимального объема, когда камера сгорания приобретает специфическую щелевидную форму. Геометрия камеры с двумя клинообразными окончаниями и сжатой центральной частью создает сложные условия для распространения фронта пламени.

Динамика рабочего процесса усложняется постоянным изменением соотношения объемов частей камеры сгорания и перетеканием рабочего тела между ними. Для минимизации потерь при этом процессе в конструкции ротора предусмотрены специальные выемки. Система зажигания обычно включает одну или две свечи, расположенные в зоне, приближенной к выпускным окнам [13].

Особенностью горения в РПД является встречное движение фронта пламени и потока смеси, что требует тщательного подхода к организации процесса сгорания. Эти характеристики существенно влияют на термический КПД и экологические показатели двигателя. Современные исследования направлены на оптимизацию формы камеры сгорания и системы зажигания для улучшения указанных параметров.

Роторно-поршневые двигатели обладают уникальными особенностями организации процесса сгорания. При использовании двух свечей зажигания их располагают в противоположных частях камеры сгорания для

обеспечения равномерного распространения фронта пламени. Кинематические характеристики РПД обеспечивают медленное изменение объема камеры вблизи верхней мертвой точки, что создает благоприятные условия для полного сгорания топливной смеси.

Термодинамический анализ показывает, что несмотря на увеличенную продолжительность процесса сгорания по сравнению с поршневыми двигателями, индикаторный КПД остается на сопоставимом уровне. Это достигается благодаря оптимальному сочетанию скорости горения и темпа изменения рабочего объема. Щелевидная конфигурация камеры сгорания с развитой поверхностью обеспечивает эффективное теплоотведение и повышает детонационную стойкость.

Экспериментальные данные подтверждают возможность устойчивой работы РПД на низкооктановых топливах с октановым числом 66-72 при степени сжатия до 9. Такие характеристики обусловлены особенностями теплового режима - зона камеры сгорания не подвергается интенсивному охлаждению впускным зарядом, что поддерживает стабильно высокую температуру стенок.

Фазе расширения в РПД соответствует угол поворота ротора около 90°. Процесс начинается после завершения основного этапа сгорания и продолжается до открытия выпускного окна. Начальный период выпуска занимает примерно 20° поворота ротора и характеризуется свободным истечением газов [19].

Теплофизические исследования выявили сниженный теплоотвод в стенки двигателя благодаря поддержанию высоких температур конструктивных элементов [31]. Этот эффект компенсирует увеличенную продолжительность сгорания и способствует повышению термического КПД. Геометрические параметры камеры сгорания обеспечивают эффективное использование энергии расширяющихся газов.

Особенности газодинамики в РПД создают условия для организации качественно нового рабочего процесса. Медленное изменение объема в

критической фазе цикла позволяет оптимизировать параметры сгорания при различных режимах работы. Современные разработки направлены на дальнейшее совершенствование этих характеристик.

Перспективы повышения эффективности РПД связаны с оптимизацией системы зажигания и формы камеры сгорания. Компьютерное моделирование рабочих процессов открывает новые возможности для улучшения экономических и экологических показателей. Эти исследования представляют значительный интерес для развития двигателестроения.

Процесс выпуска отработавших газов в роторно-поршневом двигателе можно разделить на четыре последовательные фазы. Первая фаза начинается с момента открытия выпускного окна и продолжается до достижения максимального объема рабочей полости. Вторая фаза представляет собой принудительный выпуск при уменьшающемся объеме камеры, который длится до открытия впускного окна (примерно 60° поворота ротора).

Третья фаза характеризуется совмещением выпуска с предваряющим впуском, когда процесс происходит при уменьшающемся объеме камеры с одновременной продувкой. Четвертая завершающая фаза совпадает с началом свободного выпуска из следующей рабочей полости и занимает около 10° поворота ротора. Общая продолжительность процесса выпуска составляет приблизительно 120° угла поворота ротора.

Экспериментальные исследования показывают, что средний показатель политропы расширения в РПД составляет 1,15-1,20, что ниже аналогичного параметра для поршневых бензиновых двигателей. Это свидетельствует о существенном подводе теплоты в процессе расширения. Температура газов в конце расширения достигает 1850-1900°K, превышая значения, характерные для традиционных ДВС.

Термодинамический цикл РПД представляет собой последовательность процессов преобразования состояния рабочего тела. Особенностью конструкции является реализация полного рабочего цикла за счет

вращательного движения ротора в эпитрохоидальной камере, что исключает необходимость применения клапанного механизма.

Физико-математическое моделирование рабочего процесса РПД основывается на фундаментальных уравнениях термодинамики. Уравнение первого закона термодинамики, уравнение состояния идеального газа и уравнения движения рабочего тела образуют базис для описания каждого этапа цикла. Моделирование учитывает динамические изменения давления, температуры, объема и массы рабочего тела в процессе работы.

Анализ газодинамических процессов показывает, что геометрия камеры сгорания существенно влияет на эффективность рабочего цикла. Эпитрохоидальная форма обеспечивает оптимальные условия для последовательной смены термодинамических процессов. Особое внимание в математических моделях уделяется описанию фаз газообмена, имеющим принципиальные отличия от поршневых аналогов.

Термодинамический КПД цикла РПД определяется особенностями организации процессов сжатия и расширения. Пониженный показатель политропы расширения указывает на дополнительные тепловые потери, характерные для данной конструкции. Современные методы компьютерного моделирования позволяют точно прогнозировать рабочие параметры на различных режимах.

Перспективы совершенствования РПД связаны с оптимизацией термодинамического цикла. Исследования направлены на снижение тепловых потерь и улучшение характеристик газообмена. Развитие вычислительных методов открывает новые возможности для точного моделирования рабочих процессов в двигателях данного типа.

Процесс впуска в роторно-поршневом двигателе характеризуется поступлением свежей горючей смеси через окно в корпусе. Данный этап может быть смоделирован как адиабатный или политропный процесс в зависимости от скорости подачи топлива и интенсивности теплопотерь. Уравнение состояния идеального газа $pV=mRT$ описывает взаимосвязь

давления $p$, объема камеры сгорания V$V$, массы рабочего тела $m$, удельной газовой постоянной $R$ и абсолютной температуры $T$. В случае нестационарного течения процесса необходимо учитывать изменение массы рабочего тела во времени, что требует решения дифференциальных уравнений, связывающих термодинамические параметры с временной переменной.

Процесс сжатия происходит при движении ротора, приводящем к уменьшению объема рабочей камеры. Этот этап описывается политропным уравнением $pVn$=const, где показатель политропы $n$ зависит от условий теплообмена между рабочим телом и стенками камеры. Для адиабатного процесса показатель политропы равен показателю адиабаты $\gamma$, который определяется как отношение теплоемкостей $cp/cv$. В реальных условиях процесс сжатия является частично адиабатным из-за теплообмена со стенками, поэтому значение $n$ обычно меньше $\gamma$. Моделирование данного этапа включает вычисление работы, совершаемой над рабочим телом, с использованием интеграла $W=\int V1V2pdV$, где $V1$ и $V2$ — начальный и конечный объемы.

После достижения максимальной степени сжатия происходит воспламенение топливно-воздушной смеси, сопровождающееся интенсивным тепловыделением. Процесс сгорания в роторно-поршневом двигателе приближен к изохорному, поскольку объем камеры в момент воспламенения остается практически неизменным. Резкое повышение температуры и давления приводит к расширению газов и передаче энергии на ротор. Термодинамическое описание процесса сгорания основано на первом законе термодинамики

$$Q=\Delta U+W, \quad (1)$$

где $Q$ — подведенная теплота,

$\Delta U$ — изменение внутренней энергии,

а $W$ — работа, совершаемая системой.

Процесс расширения продуктов сгорания осуществляется при вращении ротора, сопровождающемся увеличением объема рабочей камеры. Данный этап может быть описан политропным уравнением, аналогичным процессу сжатия, однако характеризуется отводом теплоты в стенки камеры и снижением давления. Совершаемая газами работа на участке расширения представляет собой полезную составляющую, определяющую выходную мощность двигателя. Ее величина рассчитывается путем интегрирования выражения $W=\int pdV$ в пределах от начального до конечного объема.

Фаза выпуска отработавших газов происходит через выпускное окно, расположенное диаметрально противоположно впускному каналу. В ходе этого процесса наблюдается снижение давления и температуры рабочего тела до атмосферных значений. Интенсивность теплообмена с окружающей средой оказывает существенное влияние на термодинамические параметры, особенно при работе двигателя в режиме низких оборотов. Математическое моделирование этапа выпуска требует учета переменного массового расхода газов, изменения состава рабочего тела и воздействия противодавления на эффективность цикла.

Разработка физико-математической модели термодинамического цикла требует детального рассмотрения геометрических характеристик камеры сгорания и кинематики роторного механизма. Конфигурация камеры определяет зависимость рабочего объема от угла поворота ротора, что непосредственно влияет на динамику термодинамических процессов. Функциональная связь между объемом камеры и угловым положением ротора может быть представлена аналитически или рассчитана численными методами с учетом конструктивных параметров. В случае треугольного ротора, совершающего движение в эпитрохоидальной камере, данная зависимость выражается через угловую координату $\theta$ с учетом геометрических соотношений, характерных для данного типа двигателей.

Термодинамический анализ рабочего цикла предполагает комплексное рассмотрение всех фаз процесса, включая впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск. Каждый этап описывается соответствующими уравнениями состояния и энергетического баланса, учитывающими переменные параметры рабочего тела. Особое внимание уделяется процессу теплопередачи через стенки камеры, поскольку он существенно влияет на показатель политропы и общую эффективность преобразования энергии.

Численное моделирование позволяет получить детальную картину распределения давления, температуры и других термодинамических параметров в течение всего цикла. Важным аспектом является учет реальных газодинамических эффектов, таких как турбулентность потока и нестационарность процессов теплообмена. Полученные данные используются для оптимизации геометрии камеры сгорания и режимов работы двигателя с целью повышения его энергетической эффективности.

Экспериментальные исследования подтверждают адекватность предложенных математических моделей, демонстрируя хорошее соответствие расчетных и измеренных параметров рабочего цикла. Дальнейшее развитие методов моделирования связано с внедрением более точных уравнений состояния и учета реальных свойств рабочего тела на всех этапах термодинамического преобразования энергии.

$$V(\theta)=Vc+4\pi e2r(3-\cos(3\theta)), \quad (2)$$

где $Vc$ — объем камеры в положении минимального объема, $e$ — эксцентриситет, $r$ — радиус окружности, на которой расположен ротор. Такая формула позволяет рассчитать текущий объем камеры в любой момент времени и использовать его в уравнениях состояния.

Кроме того, важно учитывать влияние теплообмена между рабочим телом и стенками камеры. Это влияние может быть учтено через

коэффициент теплоотдачи $\alpha$ и площадь поверхности теплообмена $A$ , тогда количество переданного тепла определяется выражением:

$$Q=\alpha A(Tw-Tg)dt, \quad (3)$$

где $Tw$ — температура стенок, $Tg$ — температура газов, $dt$ — элементарный временной интервал. Введение такого члена в уравнения энергии позволяет более точно описать реальные процессы, происходящие в двигателе.

Моделирование процесса сгорания в роторно-поршневом двигателе требует комплексного учета химической кинетики реакций окисления и теплотворной способности используемого топлива. Количество выделяющейся тепловой энергии определяется стехиометрическим соотношением компонентов топливно-воздушной смеси и значением коэффициента избытка воздуха λ. Высвобождаемая в ходе экзотермических реакций теплота приводит к резкому возрастанию внутренней энергии системы, что вызывает скачкообразное повышение температуры и давления в рабочей камере.

Для математического описания процесса горения применяются различные модели, среди которых особое распространение получила модель Вибе, основанная на эмпирических зависимостях скорости горения от параметров рабочего тела. Альтернативным подходом является использование двухзонной модели, разделяющей объем камеры сгорания на область продуктов реакции и зону несгоревшей смеси. Такая модель позволяет более точно учитывать пространственную неоднородность параметров рабочего тела в процессе сгорания.

Определение энергетических характеристик двигателя, включая индикаторную работу цикла, индикаторный коэффициент полезного действия и удельный расход топлива, требует последовательного анализа всех термодинамических процессов. Интегрирование уравнений состояния на

каждом этапе рабочего цикла позволяет получить суммарную работу, совершаемую газом при расширении. Особое значение при этом имеет точный расчет граничных условий перехода между фазами цикла, поскольку ошибки в определении начальных параметров для каждого процесса приводят к накоплению погрешностей в конечных результатах.

Тепловой баланс системы формируется с учетом подведенной в процессе сгорания теплоты и работы, совершенной над рабочим телом на этапах сжатия и расширения. Анализ эффективности преобразования химической энергии топлива в механическую работу требует детального рассмотрения потерь, связанных с теплообменом через стенки камеры, гидравлическим сопротивлением впускных и выпускных каналов, а также неполнотой сгорания топливной смеси.

Применение современных вычислительных методов позволяет осуществлять комплексное моделирование рабочих процессов с учетом переменных теплофизических свойств рабочего тела и реальной геометрии камеры сгорания. Численные алгоритмы решения системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение состояния газа в течение цикла, обеспечивают получение достоверных данных о распределении температур и давлений. Важным аспектом является учет зависимости теплоемкости газовой смеси от температуры и химического состава, что особенно существенно на этапе сгорания.

Экспериментальная верификация расчетных моделей проводится путем сопоставления теоретических зависимостей с результатами стендовых испытаний двигателя. Сравнение индикаторных диаграмм, полученных расчетным и экспериментальным путем, позволяет оценить точность применяемых математических моделей и при необходимости скорректировать значения эмпирических коэффициентов.

Дальнейшее совершенствование методов моделирования связано с разработкой более точных уравнений состояния многокомпонентных газовых смесей и учетом кинетики сложных химических реакций. Особое внимание

уделяется созданию трехмерных моделей, позволяющих анализировать пространственное распределение параметров рабочего тела и оптимизировать форму камеры сгорания. Результаты таких исследований имеют важное значение для повышения эффективности роторно-поршневых двигателей и расширения области их практического применения.

Индикаторная работа определяется как разность работ расширения и сжатия:

$$Wi=\oint pdV \qquad (4)$$

Индикаторный КПД выражается как отношение полезной работы к количеству теплоты, выделенной при сгорании:

$$\eta i=QWi \qquad (5)$$

Эти параметры позволяют сравнивать различные конструктивные решения и оценивать их эффективность.

Важным аспектом моделирования является также учет потерь на трение, насосные потери и потери на привод вспомогательных механизмов. Эти потери учитываются при переходе от индикаторных к эффективным показателям двигателя. Эффективная мощность определяется как:

$$Ne=Ni-N\text{тр}-N\text{нас}, \qquad (6)$$

где $Ni$ — индикаторная мощность,

$N$тр — мощность на преодоление трения,

$N$нас — насосные потери.

Моделирование термодинамического цикла роторно-поршневого двигателя представляет собой эффективный инструмент для сравнительного анализа различных конструктивных решений. Данный подход позволяет

количественно оценить влияние ключевых параметров на энергетическую эффективность и экологические показатели работы силового агрегата. Компьютерное моделирование дает возможность исследовать зависимость рабочих характеристик от степени сжатия, геометрии камеры сгорания, угла опережения зажигания и состава топливной смеси.

Современные методы численного анализа включают применение программных комплексов вычислительной гидродинамики, обеспечивающих детальное моделирование трехмерных течений рабочего тела. CFD-моделирование позволяет с высокой точностью исследовать процессы турбулентного смесеобразования, горения топливовоздушной смеси и теплообмена в камере сгорания. Для предварительных расчетов и параметрических исследований часто применяются упрощенные одномерные модели, основанные на системе термодинамических уравнений и уравнениях движения роторного механизма.

Разработка адекватной физико-математической модели требует комплексного учета взаимосвязанных термодинамических и газодинамических процессов. Особое внимание уделяется корректному описанию фазовых переходов рабочего тела и точному определению граничных условий на каждом этапе цикла. Современные вычислительные алгоритмы позволяют интегрировать уравнения состояния с учетом переменных теплофизических свойств газовой смеси.

Применение математического моделирования существенно сокращает затраты на экспериментальные исследования при проектировании новых модификаций двигателей. Численные методы дают возможность оптимизировать конструктивные параметры без необходимости изготовления дорогостоящих опытных образцов. Особенно эффективно компьютерное моделирование проявляется при исследовании влияния альтернативных видов топлива на рабочие характеристики силовой установки.

Точность расчетных моделей существенно зависит от корректности задания начальных и граничных условий, а также от адекватности

используемых физических предположений. Верификация математических моделей проводится путем сравнения расчетных данных с результатами стендовых испытаний реальных двигателей. Такой подход позволяет последовательно уточнять расчетные алгоритмы и повышать достоверность прогнозирования рабочих характеристик.

Перспективным направлением развития методов моделирования является создание гибридных моделей, сочетающих детальное CFD-моделирование ключевых процессов с упрощенными термодинамическими расчетами остальных фаз цикла. Этот подход позволяет достичь оптимального соотношения между точностью результатов и вычислительными затратами. Особое значение приобретает разработка адаптивных расчетных сеток, автоматически изменяющих свою плотность в зонах резкого градиента параметров.

Внедрение современных методов компьютерного моделирования в практику проектирования роторно-поршневых двигателей способствует ускорению разработки новых перспективных конструкций. Численные методы анализа позволяют существенно сократить сроки доводки двигателей и снизить стоимость опытно-конструкторских работ. Дальнейшее развитие вычислительных технологий открывает новые возможности для создания энергоэффективных и экологичных силовых установок различного назначения.

Совершенствование математических моделей рабочих процессов продолжается в направлении учета реальных свойств рабочих тел и более точного описания теплообмена. Особое внимание уделяется разработке методов моделирования нестационарных процессов в переходных режимах работы двигателя. Результаты таких исследований имеют важное значение для оптимизации систем управления и повышения эксплуатационных характеристик силовых установок.

Интеграция современных методов компьютерного моделирования в процесс проектирования позволяет создавать двигатели с улучшенными

энергетическими и экологическими показателями. Применение численных методов анализа способствует развитию новых технологий в двигателестроении и ускоряет внедрение инновационных решений в автомобильной и авиационной промышленности.

Выводы по главе. Проведенный анализ позволяет сделать вывод о принципиальных отличиях конструкции роторно-поршневого двигателя от традиционных поршневых аналогов. Особенности термодинамического цикла РПД обусловлены спецификой планетарного движения ротора и эпитрохоидальной конфигурацией рабочей камеры. Результаты физико-математического моделирования свидетельствуют о существенном влиянии геометрических параметров и кинематических характеристик на эффективность преобразования энергии.

Исследования показали, что политропные процессы сжатия и расширения в РПД характеризуются уникальными показателями, отличающимися от классических поршневых двигателей. Эта особенность объясняется специфическим характером теплообмена и наличием утечек через роторные уплотнения. Анализ процесса сгорания выявил необходимость тщательной оптимизации конфигурации камеры сгорания и расположения системы зажигания для обеспечения максимальной полноты сгорания топливной смеси.

Моделирование термодинамического цикла позволило установить ключевые факторы, определяющие величину индикаторного КПД, среди которых особое значение имеют степень сжатия, интенсивность теплопередачи и динамика изменения рабочего объема. Экспериментальные данные подтверждают, что повышенные температуры стенок камеры сгорания хотя и снижают тепловые потери, но одновременно предъявляют повышенные требования к термостойкости уплотнительных элементов.

Газодинамические исследования впускных и выпускных систем продемонстрировали существенное влияние волновых явлений на процессы наполнения и очистки рабочих полостей. Установлено, что удлиненная

форма камеры сгорания способствует снижению детонационной стойкости, однако отрицательно сказывается на эффективности сгорания. Результаты численного моделирования подтверждают критическую важность точного расчета фаз газораспределения для обеспечения оптимальных рабочих характеристик.

Сравнительная оценка эксплуатационных параметров выявляет преимущества РПД в отношении удельной мощности, компактности и плавности работы. Однако сохраняющиеся проблемы с топливной экономичностью и уровнем вредных выбросов ограничивают область практического применения данной конструкции. Перспективные направления совершенствования связаны с оптимизацией процессов формирования топливной смеси и разработкой новых систем сгорания.

Современные методы компьютерного моделирования, включая CFD-анализ, предоставляют новые возможности для детального исследования рабочих процессов в РПД. Развитие точных математических моделей позволяет существенно сократить объем дорогостоящих экспериментальных исследований. Дальнейшие изыскания должны быть сосредоточены на решении проблем герметичности рабочих полостей и минимизации механических потерь.

Проведенные исследования подтверждают наличие значительного потенциала у роторно-поршневых двигателей, однако для его реализации требуется комплексный подход к модернизации конструкции. Совершенствование системы уплотнений, оптимизация процессов теплообмена и применение альтернативных видов топлива могут существенно улучшить энергетические и экологические показатели. Реализация этих направлений позволит создать конкурентоспособные силовые установки, сочетающие преимущества роторной схемы с современными требованиями к эффективности и экологичности.

# 2 Экспериментальные исследования рабочих процессов роторно-поршневого двигателя

## 2.1 Методика экспериментальных исследований характеристик роторно-поршневого двигателя

Роторно-поршневые двигатели претерпели значительную эволюцию конструктивных решений в процессе своего развития. Многочисленные ранние схемы РПД обладали существенными недостатками, включая неравномерность движения рабочих органов, что вызывало повышенные динамические нагрузки. Проблемы герметизации рабочих камер усугублялись сложной конфигурацией зазоров и несовершенством уплотнительных систем. Термодинамическая эффективность таких конструкций ограничивалась неоптимальной геометрией камер сгорания и нерациональным законом изменения их объема.

«Наиболее перспективными оказались схемы с циклоидальной геометрией роторов, основанные на свойствах эпи- и гипотрохоид. Эти кривые формируются исключительно вращательным движением, что обеспечивает простую кинематику двигателя. Среди различных вариантов исполнения наименьшей сложностью отличается конструкция с неподвижным корпусом и вращающимся ротором, имеющим внутреннюю огибающую поверхность. Альтернативные схемы с бироторной компоновкой или вращающимся корпусом демонстрируют избыточную сложность, а конструкции с внешней огибающей требуют дополнительного механизма газораспределения» [28].

«Знаковым событием в развитии РПД стало создание Ф. Ванкелем в сотрудничестве с фирмой NSU работоспособной системы уплотнений, что позволило в 1964 году начать серийное производство таких двигателей. Современные исследования перспектив применения РПД рассматривают возможность их использования в авиационных силовых установках

благодаря выгодному соотношению мощности и массы. Однако процесс доводки авиационных РПД требует значительных временных и финансовых затрат» [32].

«Экономически эффективным подходом к сокращению этих затрат является широкое внедрение методов математического моделирования» [28]. На начальных этапах проектирования целесообразно применение упрощенных 0-1-мерных моделей для предварительной оценки параметров. На стадии детальной проработки конструкции необходимо использование трехмерного моделирования, позволяющего оптимизировать геометрические характеристики двигателя. Такой многоуровневый подход к компьютерному моделированию значительно ускоряет процесс создания конкурентоспособных образцов РПД.

Современные вычислительные методы обеспечивают комплексный анализ термодинамических и газодинамических процессов в РПД. Особое внимание уделяется моделированию рабочих процессов с учетом реальных свойств рабочего тела и переменных граничных условий. Численные методы позволяют детально исследовать влияние геометрических параметров на энергетическую эффективность двигателя. Важным направлением является совершенствование методов расчета уплотнительных систем, определяющих надежность и долговечность конструкции.

Перспективы развития РПД связаны с интеграцией современных материалов и технологий в процесс проектирования. Применение композитных материалов и высокотемпературных сплавов позволяет существенно улучшить эксплуатационные характеристики. Особое значение приобретает оптимизация систем охлаждения и смазки, обеспечивающих стабильность работы в экстремальных условиях. Совершенствование методов компьютерного моделирования открывает новые возможности для создания энергоэффективных и экологичных модификаций РПД.

«Моделирование газодинамических и термодинамических процессов в камере сгорания роторно-поршневого двигателя сопряжено со

значительными трудностями, обусловленными специфической геометрией рабочей полости. В отличие от классических поршневых двигателей, для которых методы моделирования рабочих процессов хорошо разработаны и задокументированы, подходы к анализу РПД остаются менее изученными. Настоящее исследование направлено на верификацию трехмерной математической модели рабочего процесса на основе экспериментальных данных индицирования давления в камере сгорания и газораспределительных каналах авиационного РПД» [28].

Объектом исследования выступил односекционный авиационный роторно-поршневой двигатель с турбокомпрессором свободного типа, обладающий рабочим объемом 386 см³ и степенью сжатия 9.4. Верификация расчетной модели осуществлялась путем сопоставления с результатами натурных испытаний, при этом особое внимание уделялось подбору ключевых параметров модели, включая начальную плотность фронта пламени, коэффициенты масштаба и расхода. Оптимизация этих параметров проводилась с целью создания надежного инструмента для последующего анализа силовых нагрузок при прочностных расчетах и оценки эффектов от конструктивных модификаций.

Численное моделирование выполнялось в программной среде AVL FIRE, представляющей собой современный CFD-комплекс для анализа рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. Данное программное обеспечение включает развитые модели впрыска топлива, процессов воспламенения и горения, а также формирования эмиссии вредных веществ. Особенностью использованного подхода стало применение CFM-модели горения и ее модифицированных вариантов, специально адаптированных для анализа специфических условий в роторно-поршневых двигателях.

Методика исследования предусматривала комплексный анализ трехмерных течений рабочего тела с учетом переменной геометрии камеры сгорания. Особое внимание уделялось корректному описанию граничных условий и учету реальных теплофизических свойств газовой смеси на

различных стадиях рабочего цикла. Точность расчетной модели оценивалась по степени соответствия экспериментальным зависимостям давления в функции угла поворота ротора.

Результаты верификации подтвердили адекватность предложенной математической модели для анализа рабочих процессов в РПД. Установлено, что применяемая CFM-модель горения обеспечивает удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных по развитию фронта пламени в условиях сложной геометрии камеры сгорания. Полученные результаты создают основу для дальнейшего совершенствования методов численного моделирования роторно-поршневых двигателей.

Перспективным направлением развития исследования является уточнение модели за счет более детального описания турбулентных характеристик потока и кинетики химических реакций. Особое значение имеет корректный учет влияния движения ротора на процессы тепло- и массообмена в рабочей полости. Дальнейшие исследования позволят расширить область применения верифицированной модели для оптимизации конструктивных параметров и режимов работы авиационных РПД.

«Моделирование турбулентного горения предварительно перемешанной топливовоздушной смеси требует учета временных масштабов химических реакций, интегральных характеристик турбулентности и ее интенсивности. В условиях РПД, где характерное время химических процессов существенно меньше турбулентных временных масштабов, обоснованным представляется применение модели когерентного пламени (CFM). Данная модель универсальна для анализа как гомогенных, так и стратифицированных смесей, опираясь на концепцию ламинарного фронта пламени со средней скоростью горения SL и характерной толщиной δL» [28].

Ключевым преимуществом CFM-подхода является раздельное рассмотрение процессов химического превращения и турбулентного переноса. Параметры фронта пламени определяются интегральными

характеристиками - давлением, температурой и составом свежей смеси. Все современные модели горения базируются на представлении о тонкой реакционной зоне, разделяющей области свежего заряда и продуктов сгорания. В случае РПД такая концепция особенно актуальна из-за сложной геометрии камеры сгорания и нестационарного характера течения.

Применение CFM-модели позволяет адекватно описать процесс распространения пламени в условиях интенсивной турбулизации потока, характерной для рабочих процессов в роторно-поршневых двигателях.

«На основании этого предположения средняя скорость турбулентной реакции fu □r□ рассчитывается как произведение поверхностной плотности пламени Σ и ламинарной скорости горения SL:

$$\overline{\rho \dot{r}}_{fu} = -\omega_L \Sigma, \tag{7}$$

где □L — средний показатель расхода топлива на единицу поверхности вдоль фронта ламинарного пламени. Поверхностная плотность пламени Σ (площадь пламени на единицу объема) определяется из уравнения [10, 11]

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{u}_j \Sigma\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\nu_t}{\sigma_\Sigma}\frac{\partial \Sigma}{\partial x_j}\right) = = S_\Sigma = S_g - S_a + S_{LAM}, \tag{8}$$

где uj — осредненная скорость рабочего тела; j — индекс, указывающий на соответствующую компоненту скорости; vt — турбулентная кинематическая вязкость; □Σ — турбулентное число Шмидта; Sg — генерация поверхности пламени за счет турбулентной деформации, S K g □ □ eff Σ (□ — коэффициент масштаба; Keff — средняя скорость растяжения

пламени); Sa — аннигиляция поверхности пламени за счет расхода реагентов [12]; SLAM — вклад ламинарного горения в формирование поверхностной плотности пламени [13].

Аннигиляция поверхности пламени за счет расхода реагентов

$$S_a = \beta \frac{\rho_{fu}^{fr} S_L}{\rho_{fu}} \Sigma^2, \quad (9)$$

где  — коэффициент расхода; fr fu — парциальная плотность свежего заряда в топливовоздушной смеси; SL — ламинарная скорость горения; fu — плотность топлива. Это выражение записано для случая сгорания обедненной смеси, но эквивалентное уравнение получено для богатых условий путем замены массовой доли топлива массовой долей окислителя [10, 11, 14]. Расширенная модель когерентного пламени ECFM [7] разработана для описания процесса сгорания в двигателях с непосредственным впрыском топлива. Эта модель, способная работать с моделью впрыска топлива, позволяет моделировать стратифицированное сгорание, включая эффекты системы рециркуляции отработавших газов EGR и образование монооксида азота NO. Модель основана на условном отношении несгоревшей части газа к сгоревшей. Модель ECFM содержит все функции CFM и улучшения других модификаций этой модели сгорания» [28].

## 2.2 Анализ результатов экспериментов и оценка эффективности рабочего процесса роторно-поршневого двигателя

«Экспериментальная установка для измерения высокочастотных параметров включала три прецизионных датчика давления и индуктивный датчик положения коленчатого вала 60-2. Датчики давления были размещены

во впускном, выпускном и свечном каналах двигателя, образуя систему контроля давления в ключевых точках газораспределительной системы. Каждый измерительный канал оборудовался специализированным усилителем сигнала, преобразующим измеряемое давление в аналоговое напряжение постоянного тока» [28].

Регистрация измерительных сигналов осуществлялась с помощью высокоточного осциллографа с последующей передачей оцифрованных данных на персональный компьютер через Ethernet-интерфейс. Особое внимание уделялось калибровке датчика давления в свечном канале, которая проводилась на грузопоршневом поверочном стенде. Калибровочные измерения выполнялись с использованием эталонных грузов, обеспечивающих создание контролируемого давления в диапазоне 0-60 бар с погрешностью не более ±0,001 бар.

Данная измерительная система обеспечивает высокую точность регистрации динамических процессов в рабочих камерах РПД, что особенно важно для анализа нестационарных термодинамических процессов. Применение индуктивного датчика положения коленчатого вала позволяет точно синхронизировать измерения давления с текущим положением ротора двигателя. Полученные экспериментальные данные служат основой для верификации математических моделей рабочих процессов в роторно-поршневом двигателе. На рисунке 7 представлена условная схема установки.

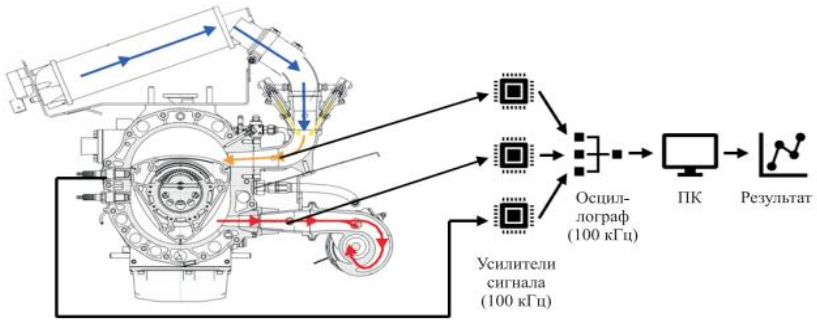



Рисунок 7 - Схема измерения давления газа во впускном, выпускном и верхнем свечном каналах РПД

Экспериментальные исследования проводились при номинальном режиме работы РПД с частотой вращения коленчатого вала 6050 мин$^{-1}$, где была зафиксирована мощность 59 кВт (80,3 л.с.). На впускном тракте регистрировались параметры рабочего тела: давление 1,45 бар при температуре 32,8°C. Полученные осциллограммы давления, усредненные по восьми рабочим циклам, представлены на рисунке 8. Эти экспериментальные данные послужили основой для идентификации параметров математической модели рабочего процесса роторно-поршневого двигателя.

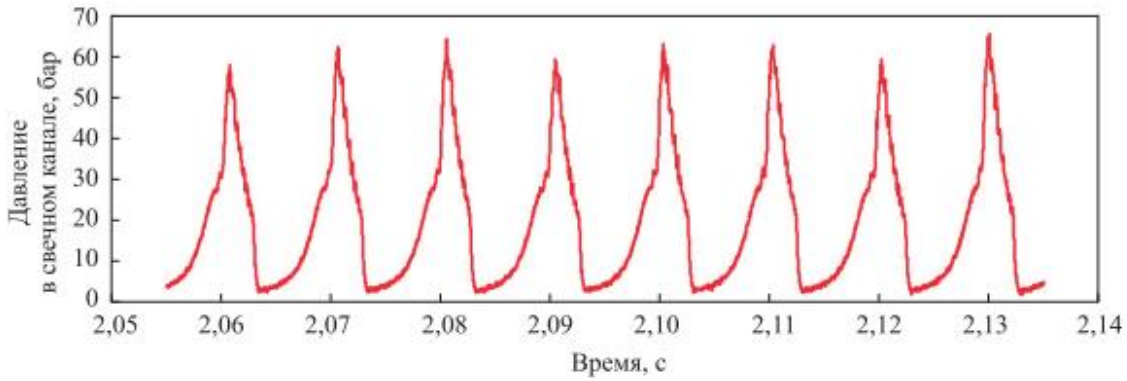



Рисунок 8 - Зависимость давления газа в свечном канале от времени

Моделирование рабочего процесса в камере сгорания роторно-поршневого двигателя осуществлялось с использованием блочного метода построения расчетных сеток в программном пакете ANSYS ICEM CFD. Данный подход обеспечил возможность создания структурированных сеток с контролируемыми параметрами и последующей оценки их качества перед импортом в вычислительный комплекс AVL FIRE. Для различных элементов конструкции применялась дифференцированная дискретизация: размер элементов для впускных и выпускных каналов не превышал 2 мм, тогда как в свечных каналах использовались более мелкие ячейки размером до 0,5 мм. В области камеры сгорания размер расчетных ячеек варьировался в диапазоне от 0,5 до 2,0 мм, что позволило достичь оптимального соотношения между точностью расчетов и вычислительными затратами.

Разработанная методика моделирования предусматривала последовательную отработку математической модели, начиная с анализа отдельных камер сгорания и постепенно переходя к комплексному рассмотрению трех взаимодействующих камер. Такой подход обеспечил учет важных физических явлений, включая газодинамические перетечки между камерами через впускные и выпускные каналы, а также перенос фронта пламени и продуктов сгорания через свечные каналы. Особое внимание уделялось модификации выпускного тракта, где была добавлена сужающаяся коническая секция. Геометрические параметры этого элемента - длина и минимальный диаметр - определялись на основе расчетов с применением газодинамических функций. Введение конического участка позволило существенно снизить пульсации потока и повысить устойчивость численного решения, имитируя наличие направляющего аппарата турбины, характерного для реальной конструкции РПД.

Граничные условия модели формировались на основе экспериментальных данных, включая температурные зависимости для подвижных торцевых стенок камеры сгорания, апексных уплотнений и статорных поверхностей. В качестве топлива рассматривался бензин АИ-98 с низшей теплотой сгорания 43,5 МДж/кг и стехиометрическим коэффициентом воздухоподачи 14,5. Важным аспектом моделирования стало точное воспроизведение кинематических характеристик роторно-поршневого механизма, что обеспечило корректное описание динамического изменения геометрии рабочей полости в течение цикла.

Качество расчетной сетки контролировалось по нескольким критериям, включая ортогональность элементов, плавность изменения их размеров и минимально допустимые значения углов между гранями. Для учета движения ротора применялась методика деформируемой сетки, алгоритм которой учитывал специфику эпитрохоидальной геометрии камеры сгорания. При моделировании теплообмена использовались экспериментально

полученные распределения температур по поверхностям, что позволило более точно воспроизвести реальные условия работы двигателя.

Численные эксперименты проводились с постепенным усложнением модели: от изолированной камеры сгорания до системы трех взаимодействующих камер. Такой подход обеспечил последовательное внесение в модель дополнительных физических эффектов и контроль их влияния на результаты расчетов. Особое внимание уделялось процессам турбулентного перемешивания и теплообмена в сложной геометрии роторного двигателя, что потребовало применения специализированных моделей турбулентности и горения.

Результаты расчетов демонстрируют хорошее соответствие с экспериментальными данными по распределению давления в камере сгорания, что подтверждает адекватность разработанной математической модели. Полученные распределения температурных полей и концентраций компонентов позволяют детально анализировать процессы смесеобразования и горения в условиях переменной геометрии рабочей полости. Особенно ценными оказались данные о характере течения в зоне апексных уплотнений, что важно для оценки потерь на перетечки.

Дальнейшее совершенствование модели предполагает уточнение граничных условий за счет более детального учета теплового состояния конструктивных элементов двигателя. Перспективным направлением является интеграция разработанной модели с системами оптимизации геометрических параметров камеры сгорания и газораспределительных органов. Полученные результаты создают основу для создания комплексной методики проектирования роторно-поршневых двигателей с улучшенными энергетическими и экологическими показателями.

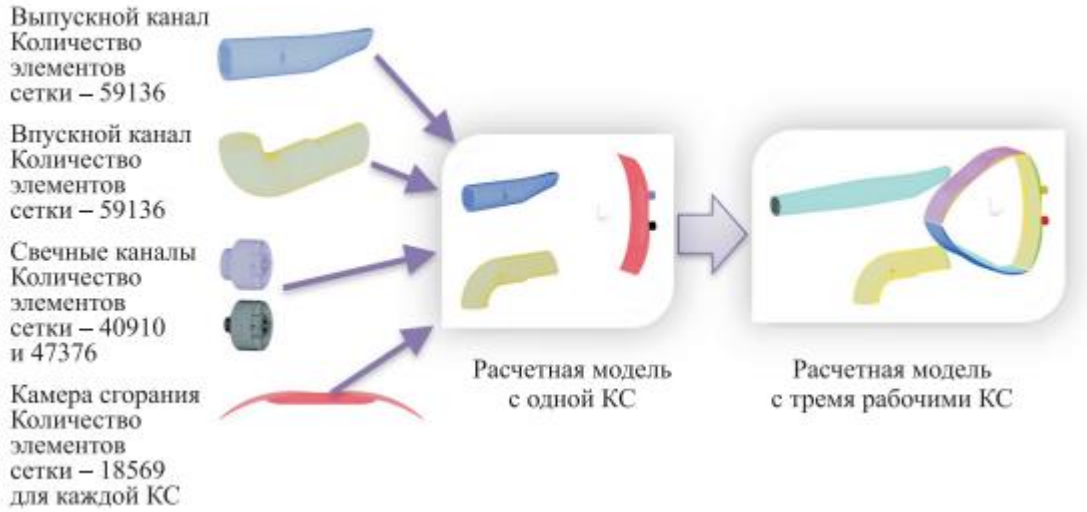



Рисунок 9 - Схема отработки математической модели КС

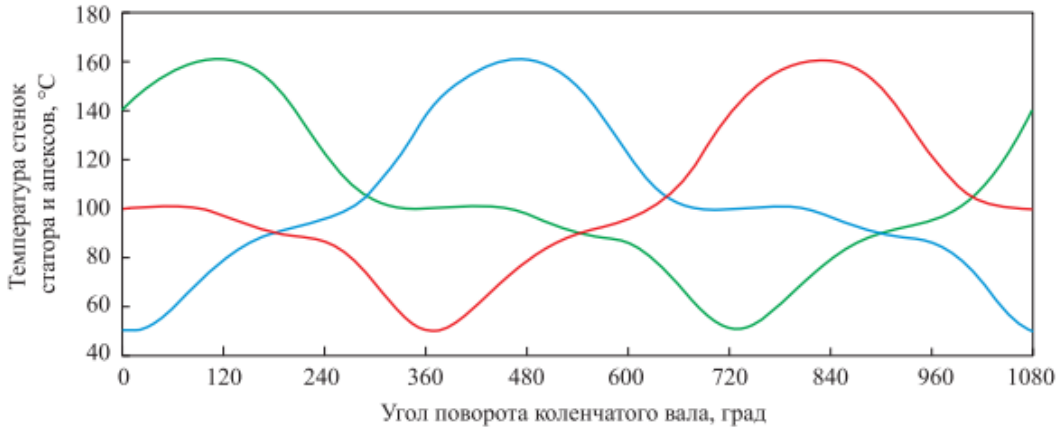



Рисунок 10 - Зависимость температуры стенок статора и апексов первой ( ), второй ( ) и третьей ( ) КС от угла поворота коленчатого вала РПД

Таблица 1 - Граничные условия для расчетов

| Элемент конструкции | Параметр | Значение |
|---|---|---|
| Впускное сечение | Массовый расход воздуха, г/с | 0,069 |
| | Температура, °С | 21,3 |
| | Доля отработавших газов | 0 |
| | Коэффициент избытка воздуха | 0,8 |
| | Кинетическая энергия турбулентности, м2/с2 | 1 |
| | Масштаб турбулентности, м | 0,016 |
| Выпускное сечение | Статическое давление газа, бар | 1,05 |
| | Доля отработавших газов | 1 |

Продолжение таблицы 1

| | | |
|---|---|---|
| Свечной канал | Скорость потока у стенки, м/с | 0 |
| | Температура стенки, °C | 150 |
| Впускной канал | Скорость потока у стенки, м/с | 0 |
| | Температура стенки, °C | 50 |
| Выпускной канал | Скорость потока у стенки, м/с | 0 |
| | Температура стенки, °C | 700 |
| Поверхность ротора | Скорость потока у стенки, м/с | 0 |
| | Температура стенки, °C | 190 |

Температурные граничные условия для каждой камеры сгорания задавались в виде табличных зависимостей от угла поворота коленчатого вала, основанных на экспериментальных данных для РПД аналогичной конструкции. Для параметризации модели горения были определены оптимальные значения: начальная плотность фронта пламени 100 $м^{-1}$, коэффициент масштаба 0.5 и коэффициент расхода 1.0, обеспечивающие наилучшее соответствие расчетных результатов экспериментальным данным. Сравнительный анализ показал удовлетворительное совпадение расчетных и измеренных значений давления во впускном коллекторе.

Уточненная математическая модель с корректированными параметрами давления на впуске и стехиометрического соотношения топливовоздушной смеси позволила достоверно воспроизвести процесс сгорания. Верификация модели подтвердила ее адекватность при описании рабочих процессов в условиях переменной геометрии камеры сгорания. Полученные результаты демонстрируют возможность использования предложенного подхода для оптимизации параметров роторно-поршневого двигателя. Дальнейшее совершенствование модели требует учета пространственной неоднородности температурного поля и более точного описания кинетики химических реакций в зоне фронта пламени.

На рисунке 11 представлены сравнение зависимости давления газа полученных при эксперименте и расчетным данными.

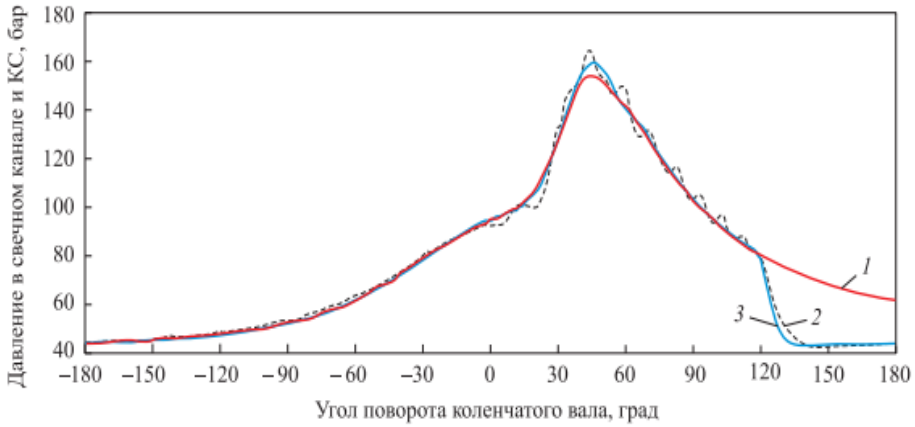



Рисунок 11 - Экспериментальная (штриховая линия) и расчетные (сплошные линии) зависимости давления газа в КС (1) и свечном канале (2, 3) от угла поворота коленчатого вала

Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных (расхождение менее 4,2 %). Заметно различие давления газа в КС и свечном канале, что объясняется небольшим диаметром последнего (4 мм) и высокими скоростями течения потока в процессе горения. Теплонапряженное состояние деталей отображает рисунке 12, где приведен график температуры газа, осредненной по объему КС, а также поля температуры газа на тактах сжатия и воспламенения.

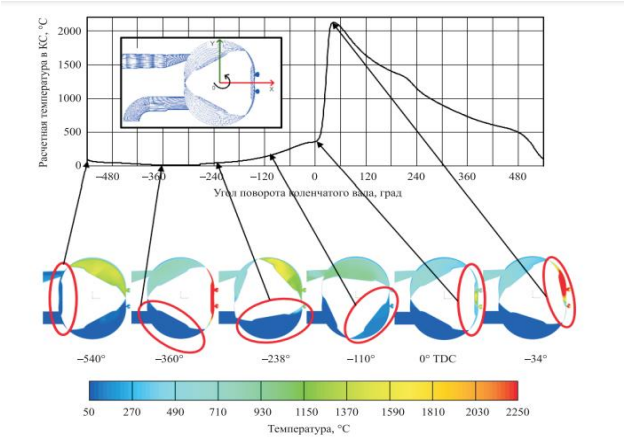



Рисунок 12 - Поля и изменение температуры, осредненной по объему КС

На рисунке 13 представлен график, отражающий распределение полноты сгорания топлива в объеме одной камеры сгорания (КС), включая локальные зоны свежего и отработавшего заряда. Область полного сгорания топлива обозначена красным цветом, тогда как синий цвет соответствует зоне, где реакция горения еще не началась. Результаты демонстрируют высокую степень полноты сгорания в исследуемом двигателе, однако проблемной остается периферийная область КС, особенно при минимальном зазоре между ротором и статором.

«Одним из возможных решений для сокращения этой зоны является модификация геометрии выемки в роторе, что может улучшить газообмен в надроторной полости. Вблизи свечных каналов наблюдается перетекание свежего и воспламенившегося заряда в течение одного рабочего такта. Данное явление в некоторых случаях приводит к перебросу массы горючего заряда между соседними КС, что вызывает преждевременное воспламенение» [28].

Анализ расчетных данных подтверждает, что подобные перетеки оказывают значительное влияние на процесс сгорания. Оптимизация конструкции ротора может способствовать снижению нежелательных эффектов, связанных с газодинамическими процессами. Кроме того, необходимо учитывать влияние геометрии КС на распределение заряда и полноту его сгорания. Полученные результаты указывают на необходимость дальнейших исследований для минимизации зон с неполным сгоранием.

Особое внимание следует уделить динамике газообмена в пристеночных областях, где наблюдается снижение эффективности горения. Корректировка формы выемки в роторе может способствовать более равномерному распределению топливовоздушной смеси. Это, в свою очередь, позволит повысить общую эффективность рабочего процесса в двигателе.

Таким образом, проведенный анализ выявил ключевые факторы, влияющие на полноту сгорания, включая геометрические параметры КС и

особенности газодинамики. Дальнейшая работа должна быть направлена на оптимизацию конструкции для устранения выявленных недостатков.

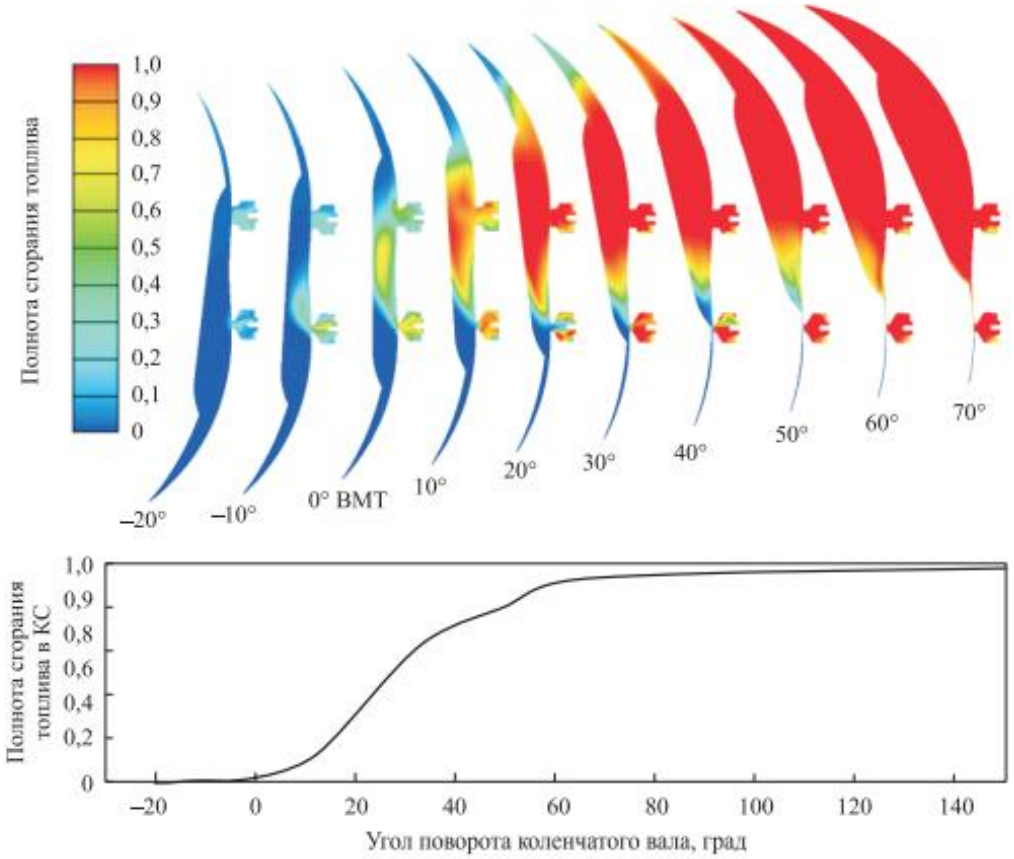



Рисунок 13 - Поля и изменение полноты сгорания топлива, осредненной по объему КС и свечных каналов

Аналогичные явления наблюдались и в ходе проведения эксперимента, что косвенно подтверждает корректность разработанной математической модели РПД. Для получения силовых факторов, возникающих в планетарном механизме РПД, осредненные значения давления газа в КС умножали на проекцию площади поверхности ротора в КС. В результате определили суммарную газовую силу, действующую на ротор РПД. Крутящий момент, возникающий от сил газа на коленчатом валу РПД,

$$M_{кр} = -p_r e \sin(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (10)$$

Здесь рг — суммарная сила давления газа; е — эксцентриситет; 1 — угол поворота коленчатого вала; 2 — угол отклонения суммарного вектора сил газа,

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{p_r^y}{p_r^x}, \quad (12)$$

где г , у р г х р — компоненты вектора суммарной газовой силы в декартовой системе координат. На рис. 14 приведены значения крутящего момента, возникающего от сил газа на коленчатом валу в каждой КС, и суммарного крутящего момента. Средний крутящий момент Мкр  = 103,45 Н м. Для подведения итогов расчета найдем индикаторную мощность Ni при частоте вращения коленчатого вала n = 6050 мин–1 следующим образом:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 6050}{30} = 633{,}3\ с^{-1};$$

$$N_i = \overline{M}_{кр}\omega \frac{1}{1000} = 103{,}45 \cdot 633{,}3 \frac{1}{1000} = 65{,}5 кВт. \quad (13)$$

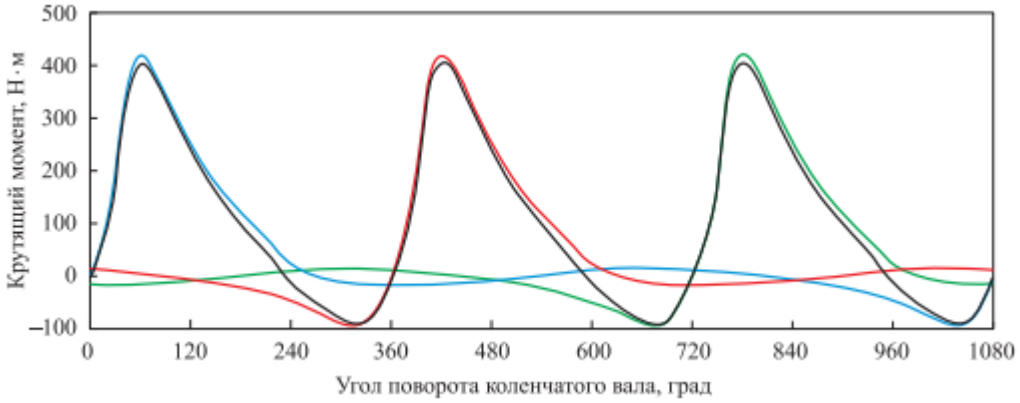



Рисунок 14 - Зависимости крутящих моментов, возникающих от действия сил газа в первой ( ), второй ( ), третьей ( ) КС, и суммарного крутящего момента ( ) от угла поворота коленчатого вала

Показания эффективной мощности на стенде во время испытаний — 59 кВт (80,3 л.с.). Механические потери определяются отношением экспериментальной эффективной мощности Ne к расчетной индикаторной мощности : Ni

$$\eta i = Ni/Ne \cdot 100\% = 66.5/59 \cdot 100\% = 90.1\% \quad (14)$$

«Экспериментальное исследование индикации роторно-поршневого двигателя позволило получить данные о давлении газа во впускном, выпускном и свечных каналах с использованием высокочастотных датчиков. Для обработки результатов была разработана специализированная программа, синхронизирующая показания датчиков давления с сигналами индуктивного датчика положения коленчатого вала 60-2 и усредняющая параметры по установившимся рабочим циклам» [28].

При номинальной частоте вращения 6050 мин$^{-1}$ односекционный вариант двигателя развивает мощность 59 кВт (80,3 л.с.), при этом максимальное осредненное давление в камере сгорания достигает 61,7 бар. Математическое моделирование рабочего процесса с применением методов вычислительной газовой динамики и модели горения ECFM в среде AVL FIRE показало хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных.

Анализ результатов свидетельствует о существенном влиянии перетечек между камерами на характер рабочего процесса. Это определяет необходимость оптимизации геометрии свечных каналов и расположения свечей зажигания относительно направления смещения ротора. Дальнейшее совершенствование процесса сгорания требует уточнения конструктивных параметров газообменных каналов для минимизации взаимного влияния соседних камер сгорания.

# 3 Пути совершенствования рабочего процесса роторно-поршневого двигателя

## 3.1 Современные тенденции развития конструкций роторно-поршневых двигателей

«Современные тенденции развития автомобилестроения ориентированы на создание более экономичных и мощностно-насыщенных силовых установок. В этом контексте перспективным направлением представляется применение роторно-поршневых двигателей (РПД) в качестве альтернативы традиционным поршневым двигателям внутреннего сгорания (ДВС)» [27].

«Конструкция РПД основана на эксцентриковой кинематической схеме, где ротор, установленный через подшипниковые опоры на эксцентриковый вал, преобразует энергию расширяющихся газов во вращательное движение. Кинематическая связь между ротором и корпусом обеспечивается планетарной зубчатой передачей, состоящей из неподвижной шестерни, закрепленной на боковой крышке двигателя, и подвижной шестерни, интегрированной в ротор. Такая схема взаимодействия обеспечивает сложное эпициклическое движение ротора, при котором его грани образуют три изолированные камеры переменного объема» [27].

«В процессе работы двигателя в каждой из камер последовательно осуществляются термодинамические процессы, характерные для четырехтактного цикла: впуск топливовоздушной смеси, ее сжатие, сгорание с последующим расширением газов и выпуск продуктов сгорания. Особенностью кинематики РПД является то, что полный рабочий цикл в каждой камере завершается за один оборот ротора, что соответствует трем оборотам эксцентрикового вала, благодаря передаточному отношению зубчатой пары 2:3» [27].

«К преимуществам данной конструкции следует отнести принципиальную уравновешенность подвижных масс, обеспечивающую низкий уровень вибраций, а также благоприятную характеристику крутящего момента. Конструктивная компактность и отсутствие клапанного механизма существенно снижают металлоемкость силового агрегата. Однако специфическая геометрия камеры сгорания, характеризующаяся большой протяженностью фронта пламени, обуславливает повышенный расход топлива и моторного масла. Кроме того, особенности конструкции ограничивают возможность реализации дизельного цикла и определяют специфичное расположение выходного вала» [27].

«Современные научные исследования в области роторно-поршневых двигателей (РПД) сосредоточены на преодолении ключевых технологических ограничений, включая повышенный расход топлива, недостаточную экологичность и ограниченный ресурс эксплуатации. Перспективные разработки направлены на совершенствование термодинамических характеристик посредством оптимизации геометрии камеры сгорания и улучшения процессов смесеобразования» [27].

«Внедрение систем непосредственного впрыска топлива обеспечивает более точное формирование топливно-воздушной смеси, что способствует повышению полноты сгорания. Современные системы зажигания, такие как многоискровые и лазерные, ускоряют распространение фронта пламени, уменьшая концентрацию несгоревших углеводородов в отработавших газах» [27].

«Значительное внимание уделяется разработке новых материалов для критически нагруженных элементов конструкции, включая уплотнения и трущиеся поверхности. Применение алмазоподобных углеродных покрытий и керамических материалов позволяет существенно снизить коэффициент трения и повысить износостойкость деталей» [27].

«Альтернативные виды топлива, включая водород, сжиженный природный газ и синтетические углеводороды, рассматриваются в качестве

перспективных решений для улучшения экологических показателей РПД. Электронные системы управления двигателем обеспечивают точную адаптацию рабочих параметров к различным режимам эксплуатации» [27].

«Компьютерное моделирование, основанное на методах вычислительной гидродинамики и тепловых расчетах, позволяет оптимизировать газодинамические процессы и теплообмен в камере сгорания. Усовершенствование формы эпитрохоидальной поверхности корпуса и профиля ротора направлено на повышение эффективности процессов наполнения, сжатия и расширения рабочего тела» [27].

Разработка многотопливных модификаций РПД расширяет возможности их применения в различных отраслях промышленности. Исследования в области материаловедения способствуют созданию более долговечных и надежных конструкций.

«Использование аддитивных технологий при производстве деталей двигателя открывает новые перспективы для снижения массы и повышения точности изготовления. Термодинамический анализ рабочих процессов позволяет выявить резервы для повышения КПД» [27].

«Совершенствование систем охлаждения направлено на обеспечение стабильности теплового режима при высоких нагрузках. Применение цифровых двойников в процессе проектирования ускоряет оптимизацию конструктивных параметров» [27].

«Интеграция гибридных технологий создает предпосылки для комбинированного использования РПД в составе энергетических установок. Исследования в области акустики направлены на снижение шумовых характеристик» [27].

«Развитие методов диагностики и мониторинга состояния двигателя в реальном времени повышает надежность эксплуатации. Оптимизация газораспределительных процессов способствует улучшению продувки камеры сгорания» [27].

«Перспективные разработки в области роторно-поршневых двигателей демонстрируют потенциал для создания конкурентоспособных силовых установок нового поколения. Комплексный подход к модернизации конструкции и рабочих процессов обеспечивает существенное повышение технико-экономических показателей» [27].

«Современные исследования в области роторно-поршневых двигателей (РПД) демонстрируют значительный потенциал повышения эффективности за счет внедрения комбинированных термодинамических циклов, объединяющих принципы дизельного и газового процессов. Такие гибридные решения позволяют существенно увеличить общий КПД силовой установки при одновременном снижении удельного расхода топлива. Особый интерес представляет интеграция РПД в гибридные энергетические установки, где двигатель выполняет функцию компактного генератора для электромобилей, сочетая преимущества высокой удельной мощности с возможностью работы на альтернативных видах топлива» [27].

«Развитие систем активного охлаждения и прецизионного теплового контроля обеспечивает поддержание оптимального температурного режима критически нагруженных элементов конструкции. Компьютерное моделирование процессов теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания позволяет минимизировать тепловые потери и уточнить термодинамические параметры рабочего цикла. Параллельно ведутся исследования аэродинамического совершенствования рабочих полостей, направленные на снижение гидравлических сопротивлений при газообмене и оптимизацию массообменных процессов» [27].

«Современные подходы к проектированию эксцентрикового вала и балансировочных систем способствуют существенному снижению вибрационных нагрузок и повышению ресурса механических узлов. Разрабатываются прогрессивные методы диагностики состояния уплотнительных элементов, позволяющие осуществлять непрерывный контроль герметичности рабочих камер в реальном времени.

Экспериментальные исследования на современных испытательных стендах, оснащенных высокоточными измерительными комплексами, обеспечивают верификацию математических моделей и уточнение параметров рабочего процесса» [27].

«Перспективным направлением является внедрение адаптивных систем смазки, автоматически регулирующих подачу масла в зависимости от текущего режима работы двигателя. Такие системы способствуют минимизации механических потерь и сокращению эмиссии углеводородов. Одновременно ведутся работы по созданию новых поколений свечей зажигания с повышенным эксплуатационным ресурсом и устойчивостью к образованию отложений, что улучшает стабильность воспламенения топливно-воздушной смеси» [27].

«Сравнительные испытания роторно-поршневых и традиционных поршневых двигателей в идентичных условиях эксплуатации предоставляют объективные данные для оценки их конкурентных преимуществ и технологических ограничений. Особое внимание уделяется разработке интеллектуальных систем управления, способных адаптировать параметры работы двигателя к изменяющимся нагрузочным режимам. Совершенствование методов компьютерного моделирования рабочих процессов позволяет оптимизировать геометрию камеры сгорания и траекторию движения ротора» [27].

«Исследования в области материаловедения направлены на создание новых композитных материалов для уплотнительных элементов, обладающих повышенной износостойкостью при экстремальных температурных нагрузках. Разрабатываются инновационные решения по тепловой защите наиболее нагруженных участков камеры сгорания. Параллельно ведутся работы по оптимизации систем газораспределения, обеспечивающих эффективную продувку рабочих полостей» [27].

«Перспективные разработки в области роторно-поршневых двигателей демонстрируют возможность создания высокоэффективных силовых

установок нового поколения, сочетающих компактность конструкции с высокой удельной мощностью. Комплексный подход к модернизации всех систем двигателя открывает новые возможности для их применения в различных отраслях транспортного машиностроения. Научные исследования в этой области продолжают расширять границы технологических возможностей роторно-поршневых двигателей» [27].

«Экономический анализ внедрения модернизированных конструкций роторно-поршневых двигателей (РПД) свидетельствует о перспективах снижения производственных издержек при переходе на прогрессивные технологии изготовления компонентов. Исследования потенциального применения РПД в авиационной и судовой технике подтверждают их конкурентные преимущества как альтернативных силовых установок, обусловленные исключительным соотношением мощности к массе. Межотраслевое сотрудничество автомобильных и авиационных специалистов в рамках совместных научных программ способствует ускоренной коммерциализации перспективных разработок» [27].

«Современные методы цифрового моделирования, включая технологии цифровых двойников, позволяют с высокой точностью прогнозировать эксплуатационные характеристики двигателей в различных условиях до этапа создания физических прототипов. Научные изыскания подтверждают значительный потенциал РПД как в качестве автономных тепловых машин, так и в составе гибридных энергетических установок. Эти достижения создают предпосылки для ренессанса роторно-поршневых технологий при условии решения ключевых задач по повышению надежности, экономичности и экологической безопасности» [27].

«В области строительной техники применение РПД открывает новые перспективы за счет принципиальных конструктивных отличий от традиционных поршневых двигателей. Отсутствие необходимости в механизме газораспределения и кривошипно-шатунной системе позволяет значительно сократить габариты силового агрегата при сохранении выходной

мощности. Уникальное сочетание компактности и высокой удельной мощности делает РПД особенно перспективными для использования в тракторной технике тяговых классов 0.6-2.0» [27].

«Интеграция роторно-поршневых двигателей в экскаваторы, бульдозеры и погрузчики позволяет существенно улучшить их тягово-динамические характеристики. Конструктивная простота РПД обеспечивает снижение массы строительных машин без ущерба для производительности. Особенности рабочего процесса роторных двигателей способствуют оптимизации мощностных показателей в условиях переменных нагрузок, характерных для строительной техники» [27].

«Перспективы широкого внедрения РПД в спецтехнику обусловлены их преимуществами в плане компактности и адаптивности к различным условиям эксплуатации. Научные исследования подтверждают возможность достижения более высоких эксплуатационных характеристик по сравнению с традиционными силовыми установками. Дальнейшее совершенствование конструкций роторно-поршневых двигателей направлено на расширение области их промышленного применения» [27].

«Развитие производственных технологий создает предпосылки для снижения себестоимости серийного производства РПД. Комплексный подход к проектированию учитывает специфические требования строительной и дорожной техники. Анализ эксплуатационных параметров демонстрирует перспективность использования роторных двигателей в условиях интенсивных переменных нагрузок» [27].

«Современные тенденции развития строительной техники указывают на растущий спрос на компактные и мощные энергетические установки. Роторно-поршневые двигатели отвечают этим требованиям благодаря уникальному сочетанию конструктивных особенностей. Научное сообщество продолжает исследования, направленные на расширение функциональных возможностей РПД для различных областей применения» [27].

«Роторно-поршневые двигатели (РПД) обладают рядом принципиальных преимуществ по сравнению с традиционными поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Их конструкция обеспечивает полную динамическую уравновешенность подвижных масс, что исключает вибрации и позволяет получить благоприятную характеристику крутящего момента. Компактность конструкции достигается за счет отсутствия клапанного механизма и кривошипно-шатунной системы, что одновременно упрощает систему управления двигателем» [27].

«Однако специфическая геометрия камеры сгорания РПД с увеличенной поверхностью приводит к существенным тепловым потерям и удлинению фронта пламени. Эти особенности обуславливают повышенный расход топлива и моторного масла по сравнению с поршневыми аналогами. Конструктивные ограничения не позволяют реализовать дизельный цикл в классических схемах РПД, а расположение выходного вала создает определенные сложности при компоновке силового агрегата» [27].

«В строительной и дорожной технике применение роторно-поршневых двигателей открывает новые перспективы за счет их исключительной компактности и высокой удельной мощности. Отсутствие громоздких систем газораспределения и кривошипно-шатунного механизма позволяет значительно уменьшить массогабаритные показатели силовой установки. Интеграция РПД в тракторы тяговых классов 0.6-2.0, а также в экскаваторы, бульдозеры и погрузчики способствует улучшению их тягово-динамических характеристик при сохранении компактных размеров» [27].

«Особый научный интерес представляет использование альтернативных видов топлива в роторно-поршневых двигателях. Опыт компании Mazda с моделью RX-8 Hydrogen RE демонстрирует возможность успешного применения водорода в качестве моторного топлива. Такое решение полностью исключает выбросы углекислого газа, однако требует работы на обедненных смесях для снижения температуры сгорания и минимизации образования оксидов азота» [27].

«Технологические компромиссы при использовании водорода приводят к существенному снижению мощности - в случае RX-8 Hydrogen RE с 145 кВт до 80 кВт. Образующиеся при сгорании водорода оксиды азота представляют серьезную экологическую угрозу, способствуя формированию фотохимического смога и кислотных осадков. Эти соединения оказывают негативное воздействие на здоровье человека и состояние экосистем» [27].

«Перспективы развития водородных РПД связаны с поиском оптимального баланса между экологическими показателями и энергетической эффективностью. Научные исследования направлены на разработку новых схем организации рабочего процесса, позволяющих снизить образование вредных выбросов без существенной потери мощности. Особое внимание уделяется совершенствованию систем управления и оптимизации параметров топливоподачи» [27].

«Конструктивные особенности роторно-поршневых двигателей делают их перспективной платформой для использования альтернативных видов топлива. Относительно простая адаптация к работе на водороде открывает новые возможности для создания экологически чистых силовых установок. Однако требуются дополнительные исследования для преодоления существующих технологических ограничений и повышения эффективности таких решений» [27].

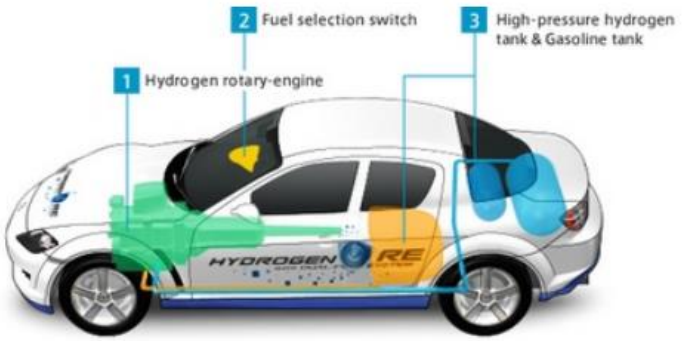



Рисунок 15 - Автомобиль компании Mazda RX-8 Hydrogen RE

«Разработчики водородно-бензинового роторного мотора «RENESIS» наряду несомненными достоинствами отмечают и существенные недостатки водородных силовых установок. Кроме низких крутящего момента и мощность отмечалась недостаточная вместимость бака с водородом, которого при полной заправке хватает всего на 100 километров пробега. Следовательно, дальнейшее развитие водородных роторных моторов учитывает повышение мощности, увеличение крутящего момента и протяженности пробега на одной заправке топлива» [27].

## 3.2 Рекомендации по оптимизации рабочих процессов роторно-поршневого двигателя

Настоящее изобретение представляет собой усовершенствованную конструкцию роторно-поршневого двигателя, относящуюся к области двигателестроения. В отличие от классической схемы Ванкеля, содержащей единственную рабочую полость с треугольным ротором и эпитрохоидальной поверхностью корпуса, предложенная модификация включает дополнительные рабочие камеры, интегрированные в конструкцию основного ротора.

Основной ротор треугольной конфигурации содержит внутреннюю объемную выточку с гипотрохоидной рабочей поверхностью, формирующую две дополнительные рабочие полости. В центральной части данной выточки расположен вспомогательный ротор аналогичной треугольной формы, что создает принципиально новую кинематическую схему. Особенности конструкции включают специальную фигурную втулку, оптимизированную систему впускных и выпускных окон, а также как минимум три свечи зажигания для обеспечения эффективного воспламенения.

Техническая сущность изобретения заключается в реализации многоступенчатого рабочего процесса, при котором энергия сгорания топливно-воздушной смеси последовательно преобразуется в нескольких

рабочих полостях. Основной ротор выполняет функцию подвижной перегородки между первичной и вторичными камерами сгорания, обеспечивая согласованное протекание термодинамических процессов.

Сравнительный анализ с прототипом (патент US 2988008) демонстрирует принципиальные отличия предложенной конструкции. Введение дополнительных рабочих полостей позволяет существенно увеличить удельную мощность двигателя без пропорционального роста его массогабаритных характеристик. Особенности геометрии гипотрохоидной поверхности внутренней выточки обеспечивают оптимальное уплотнение рабочих камер и минимизацию газодинамических потерь.

Предложенная схема организации рабочего процесса предусматривает последовательное расширение газов в первичной и вторичных камерах, что способствует более полному использованию энергии продуктов сгорания. Расположение трех свечей зажигания обеспечивает эффективное инициирование горения в различных фазах цикла, способствуя стабилизации рабочего процесса.

Конструкция фигурной втулки разработана с учетом особенностей взаимодействия основного и вспомогательного роторов, обеспечивая минимальные механические потери. Система газораспределения оптимизирована для эффективной продувки всех рабочих полостей при сохранении требуемой степени сжатия.

Технологические преимущества предложенного решения включают возможность реализации более высоких степеней сжатия по сравнению с классической схемой Ванкеля. Особенности кинематики взаимодействия роторов позволяют снизить радиальные нагрузки на уплотнительные элементы, что положительно сказывается на ресурсе двигателя.

Принцип работы усовершенствованного роторно-поршневого двигателя основан на согласованном движении основного и вспомогательного роторов, обеспечивающем последовательное изменение объемов всех рабочих полостей. Такая схема организации рабочего процесса

способствует более равномерному распределению тепловых нагрузок и снижению локальных перегревов.

Перспективы практического применения изобретения связаны с его адаптацией для различных отраслей техники, где требуются компактные и мощные силовые установки. Конструктивные особенности двигателя позволяют рассматривать его как перспективную альтернативу традиционным поршневым двигателям в специализированных применениях.

Дальнейшее развитие предложенной концепции может быть связано с оптимизацией геометрических параметров рабочих полостей и совершенствованием системы газораспределения. Проведенные расчеты демонстрируют потенциал для существенного повышения энергетической эффективности по сравнению с существующими аналогами.

Анализ существующих конструкций роторно-поршневых двигателей, включая прототип (патент US 2988008) и последующие модификации (патенты US 4019471 [3], US 4047856 [4], SU 1097815 [5], RU 2546933 [6]), выявляет системную проблему недостаточной удельной мощности, обусловленную ограниченным рабочим объемом камеры сгорания. Технические решения, представленные в указанных патентах, хотя и содержат различные усовершенствования отдельных узлов, не устраняют фундаментальное ограничение классической схемы Ванкеля.

Конструктивная эволюция роторно-поршневых двигателей, в том числе вариант, описанный в патенте RU 2609027, демонстрирует попытки оптимизации геометрии роторов и корпусов без принципиального изменения рабочего процесса [7]. Общим для всех рассмотренных конструкций остается использование единой рабочей полости с треугольным ротором в эпитрохоидальном корпусе, что предопределяет сравнительно небольшой эффективный объем камеры сгорания.

Фундаментальное ограничение удельной мощности в таких двигателях обусловлено не только геометрическими параметрами, но и термодинамическими особенностями организации рабочего процесса.

Сравнительный анализ показывает, что даже модификации с системами непосредственного впрыска топлива (патенты US 4019471, US 4047856) не позволяют преодолеть барьер энергетической эффективности [3,4].

Патентные решения SU 1097815 и RU 2546933 [6], посвященные способам работы роторно-поршневых двигателей, предлагают различные подходы к оптимизации рабочего цикла, но также не решают проблему малого рабочего объема. Технические решения, представленные в патенте RU 2609027 [7], хотя и обобщают различные варианты конструктивного исполнения двигателей Ванкеля, сохраняют принципиальные ограничения исходной схемы.

Проблема низкой удельной мощности роторно-поршневых двигателей имеет системный характер и требует принципиально новых подходов к организации рабочего процесса. Существующие попытки модернизации, направленные на совершенствование отдельных элементов конструкции, не затрагивают ключевых параметров, определяющих энергетические характеристики.

Анализ эволюции патентных решений показывает, что традиционный путь развития роторно-поршневых двигателей, основанный на модификации классической схемы Ванкеля, приблизился к пределу своих возможностей. Это обусловлено фундаментальными ограничениями геометрии рабочей камеры и термодинамики рабочего процесса в условиях одной рабочей полости.

Перспективы существенного повышения удельной мощности требуют пересмотра базовых принципов организации рабочего процесса в роторно-поршневых двигателях. Необходимы инновационные решения, позволяющие увеличить эффективный рабочий объем без пропорционального роста массогабаритных характеристик.

Сравнительное исследование рассмотренных патентных решений подтверждает, что проблема низкой удельной мощности остается нерешенной в рамках существующих конструктивных подходов. Это создает

предпосылки для разработки принципиально новых схем организации рабочего процесса в роторно-поршневых двигателях.

Технический прогресс в области материалов и технологий производства создает возможности для реализации альтернативных конструктивных решений, способных преодолеть ограничения классической схемы Ванкеля. Однако такие разработки требуют комплексного подхода, учитывающего как термодинамические, так и конструктивные аспекты.

Проведенный анализ подтверждает необходимость поиска принципиально новых решений для преодоления фундаментального ограничения удельной мощности роторно-поршневых двигателей. Существующие модификации, несмотря на отдельные усовершенствования, не обеспечивают качественного прорыва в этом направлении.

Предлагаемая конструкция роторно-поршневого двигателя направлена на повышение удельной мощности за счет модификации его секции. Двигатель включает корпус с основной рабочей полостью, образованной треугольным основным ротором и двухлучевой эпитрохоидной поверхностью корпуса, а также крышку, механизм движения ротора, впускные и выпускные окна и систему зажигания. Ключевым отличием является наличие двух дополнительных рабочих полостей, расположенных во внутренней объемной выточке основного ротора, которая имеет трехлучевую гипотрохоидную поверхность.

В центральной части выточки размещен дополнительный ротор треугольной формы, радиальные размеры которого в 2–3 раза меньше основного. Оба ротора жестко соединены пластиной, образуя единую конструкцию — двойной ротор. Между внешней поверхностью дополнительного ротора и внутренней гипотрохоидной поверхностью выточки установлена неподвижная фигурная втулка. Ее внешняя и внутренняя поверхности имеют двухлучевую эпитрохоидную форму, что формирует вторую и третью рабочие полости двигателя.

Дополнительный ротор оснащен осевым отверстием с зубчатым венцом, обеспечивающим движение двойного ротора. Со стороны торца корпуса он соединен с основным ротором пластиной-перегородкой, а со стороны крышки зафиксирована неподвижная втулка. Впускные окна для газообразной смеси, установочные места для свечей зажигания (не менее трех — по одной на каждую рабочую полость) и выпускные окна размещены в крышке корпуса. Для повышения эффективности сгорания количество свечей в каждой полости может быть увеличено.

Конструкция двойного ротора, включая основной и дополнительный роторы с соединяющей пластиной, может быть изготовлена из цельной заготовки методами литья или фрезерования. Такая компоновка позволяет увеличить мощность двигателя без значительного увеличения габаритов, сохраняя компактность и эффективность работы.

Предлагаемый роторно-поршневой двигатель включает возможность изготовления основного и дополнительного роторов из отдельных заготовок методами фрезерования или литья с последующей механической обработкой. В этом случае они жестко соединяются посредством перегородки в виде пластины, расположенной с одного торца корпуса. Данная пластина имеет параллельные поверхности, замкнутую фигурную внешнюю радиальную конфигурацию, повторяющую обводы основного ротора, и центральное отверстие, совпадающее с аналогичным отверстием в дополнительном роторе. Последнее может быть оснащено зубчатым венцом для передачи движения двойному ротору.

Принцип работы двигателя основан на циклическом впуске горючей смеси через соответствующие окна, ее сжатии, воспламенении и преобразовании энергии расширения газов в механическую работу посредством вращения двойного ротора с последующим выпуском отработавших газов. Процесс сгорания организован таким образом, что в первой и третьей рабочих полостях смесь воспламеняется одновременно, а во

второй — с некоторым запаздыванием, обусловленным угловым смещением роторов.

Механическая энергия отводится в каждой из трех полостей различными способами. В первой полости рабочий процесс осуществляется за счет взаимодействия внешней поверхности основного ротора с эпитрохоидной поверхностью корпуса. Во второй полости энергия передается через внутреннюю гипотрохоидную поверхность выточки основного ротора. В третьей полости рабочий цикл реализуется посредством внешней поверхности дополнительного ротора, взаимодействующей с неподвижной втулкой.

Конструкция сохраняет стандартный механизм движения основного ротора, поскольку дополнительный ротор кинематически связан с ним, образуя единую подвижную систему. Такое решение позволяет повысить удельную мощность двигателя за счет увеличения числа рабочих полостей без существенного усложнения конструкции.

Технический результат предлагаемой конструкции заключается в повышении удельной мощности роторно-поршневого двигателя за счет увеличения его рабочего объема без изменения габаритов корпуса. Это достигается путем создания двух дополнительных рабочих полостей внутри основного ротора треугольной формы, который взаимодействует с двухлучевой эпитрохоидной поверхностью корпуса. Внутренняя объемная выточка основного ротора, имеющая трехлучевую гипотрохоидную поверхность, совместно с дополнительным треугольным ротором и фиксированной фигурной втулкой образует две новые рабочие камеры.

Неподвижная втулка, закрепленная на внутренней стороне крышки корпуса, обладает внешней и внутренней эпитрохоидными поверхностями, что позволяет разделить исходную полость на две независимые рабочие зоны. Таким образом, двигатель использует три рабочие полости вместо одной, что эквивалентно переходу от одноцилиндровой к трехцилиндровой схеме в поршневых ДВС. Подобная компоновка обеспечивает значительное

увеличение рабочего объема и, как следствие, мощности без изменения внешних размеров конструкции.

Известные аналоги, такие как двигатели по патентам RU 2386046 [8], RU 2418180 [9], RU 2556838 [10] и RU 2634457 [11], также содержат дополнительные полости в основном роторе, однако их назначение принципиально отличается. В указанных аналогах вспомогательные выточки предназначены исключительно для размещения механизмов движения ротора, а не для организации дополнительных рабочих камер. В предлагаемом решении все три полости участвуют в преобразовании энергии сгорания топливной смеси в механическую работу, что и обеспечивает рост удельной мощности.

Конструкция сохраняет традиционный механизм движения основного ротора, поскольку дополнительный ротор жестко связан с ним, образуя единый кинематический узел. Такое решение позволяет повысить эффективность двигателя за счет многокамерной организации рабочего процесса при сохранении компактности, характерной для классических роторно-поршневых схем.

Роторно-поршневой двигатель по заявленному изобретению включает корпус с основной рабочей полостью, образованной треугольным ротором и двухлучевой эпитрохоидной поверхностью корпуса, а также стандартные элементы: крышку, механизм движения, систему впуска/выпуска и зажигания. Ключевым отличием является наличие двух дополнительных рабочих полостей, расположенных во внутренней объемной выточке основного ротора с трехлучевой гипотрохоидной поверхностью, что существенно увеличивает рабочий объем и удельную мощность двигателя без изменения его габаритов.

Конструктивное исполнение дополнительных полостей обеспечивается введением в центральную часть выточки основного ротора дополнительного треугольного ротора, размеры которого в 2-3 раза меньше основного. Оба ротора образуют единую жесткую конструкцию (двойной ротор), при этом

оптимальное соотношение размеров (2.5:1) было подтверждено экспериментально на действующем демонстрационном макете. При меньшем соотношении происходит чрезмерное уменьшение толщины фигурной втулки, снижающее ее прочность, а при большем - недопустимое уменьшение сечения вала и размеров зубьев передаточного механизма.

Способ работы двигателя сохраняет общий принцип действия роторно-поршневых конструкций, включая циклы впуска, сжатия, сгорания и выпуска. Однако использование трех рабочих полостей вместо одной позволяет значительно повысить эффективность преобразования тепловой энергии в механическую работу. Разница в площадях торцевых поверхностей основного и дополнительного роторов составляет 5-25 раз, что обеспечивает оптимальное распределение нагрузок при сохранении компактности конструкции.

Техническое решение защищено комплексом отличительных признаков, включая:

- наличие дополнительных рабочих полостей в теле основного ротора;
- строго определенное соотношение размеров основных и дополнительных роторов;
- оригинальную конструкцию двойного ротора;
- особую конфигурацию рабочих поверхностей.

Эти особенности в совокупности обеспечивают достижение заявленного технического результата - повышение удельной мощности при сохранении надежности и компактности двигателя.

Отличительный признак способа «организуют цикловую подачу газообразной смеси в двигатель, раздельно к трем рабочим полостям двигателя: первой, второй и третьей, и производят одновременное воспламенение газообразной смеси в первой и третьей рабочих полостях, и после дальнейшего движения основного и дополнительных роторов производят воспламенение газообразной смеси во второй рабочей полости, далее организуют цикловой раздельный выпуск отходящих газов от трех

рабочих полостей двигателя» показывают (объясняют) организацию работы заявленного роторнопоршневого двигателя, а именного цикловую подачу газообразной смеси в двигатель порядок организации воспламенения газообразной смеси в рабочих полостях также организацию циклового выпуска отходящих газов от двигателя. Сущность заявленных устройства и способа его работы объясняется приведенными графическими материалами, в том числе и фотографиями изготовленного макета роторно-поршневого двигателя, изготовленного для демонстрации заявленного устройства и способа его работы.

Графические материалы представленные в приложении А демонстрируют конструктивные особенности и принцип работы роторно-поршневого двигателя. Рисунок А.1 представляет трехмерную модель макета двигателя, а рисунки А.2 и А.3 показывают фотографии опытного образца с прозрачной крышкой из оргстекла, позволяющей наблюдать рабочий процесс. На рисунок А.4 изображен поперечный разрез неподвижной втулки, демонстрирующий ее конструкцию в плоскости вращения двойного ротора.

Конструкция крышки корпуса детализирована на рисунках А.5 и А.6, где представлены ее внешняя и внутренняя поверхности соответственно. Рисунок А.7 иллюстрирует два варианта исполнения узла крышки с фигурной втулкой: в виде сборной конструкции (7а) и монолитного изделия (7б). Устройство двойного ротора, включающего основной и дополнительный треугольные роторы с соединительной пластиной, показано на рисунке А.8, а варианты его изготовления - как сборного (9а) так и цельного (9б) - представлены на рисунке А.9.

Кинематика работы двигателя проиллюстрирована на рисунках А.10-А.13, где последовательно изображено движение двойного ротора с соответствующим изменением объемов трех рабочих полостей. Особенности рабочих поверхностей отражены на отдельных чертежах: гипотрохоидный профиль (рисунок А.14), треугольный контур (рисунок А.15) и эпитрохоидная форма (рисунок А.16). Рисунок А.17 демонстрирует

компоновку этих профилей в единой системе, обеспечивающей взаимодействие всех элементов двигателя.

Представленные графические материалы наглядно подтверждают работоспособность предложенной конструкции и демонстрируют преимущества использования многосекционной схемы в роторно-поршневом двигателе. Особое внимание уделено точному соответствию геометрических форм взаимодействующих поверхностей, что обеспечивает герметичность рабочих камер и эффективность преобразования энергии. Комплекс чертежей охватывает все основные аспекты устройства - от общего вида до специфических элементов кинематики, что позволяет всесторонне оценить новизну и практическую реализуемость технического решения.

Конструктивные элементы роторно-поршневого двигателя, представленные на фигурах 1-14, включают три рабочие полости, обозначенные как I (основная), II и III (дополнительные). Корпус (1) двигателя имеет внутреннюю двухлучевую эпитрохоидную поверхность, формирующую основную рабочую полость (I) при взаимодействии с треугольным основным ротором (2). Передняя крышка (3), выполненная из прозрачного материала для визуализации рабочих процессов, и задняя крышка (4) образуют замкнутый объем двигателя.

Внутри основного ротора (2) расположена внутренняя объемная выточка с трехлучевой гипотрохоидной поверхностью, где размещен дополнительный треугольный ротор (5). Оба ротора соединены пластиной (6), образуя единый двойной ротор. Неподвижная фигурная втулка (7) разделяет внутреннее пространство выточки на две дополнительные рабочие полости (II и III). Механизм движения (8) обеспечивает вращение двойного ротора, а коллекторы (9 и 10) отвечают за подачу газовой смеси и отвод отработавших газов соответственно.

Система зажигания включает свечи (11-13), установленные в резьбовых отверстиях (14-16) соответствующих рабочих полостей. Впускные (17-19) и выпускные (20-22) окна обеспечивают газообмен в каждой из трех камер.

Такая компоновка позволяет реализовать рабочий цикл одновременно в трех независимых полостях, что существенно повышает эффективность двигателя при сохранении его компактных размеров.

Геометрические особенности взаимодействующих поверхностей - эпитрохоидной (корпус), гипотрохоидной (внутренняя выточка) и треугольной (роторы) - обеспечивают герметичность камер и оптимальное преобразование энергии сгорания в механическую работу. Представленная конструкция демонстрирует принципиально новый подход к увеличению мощности роторно-поршневых двигателей за счет многокамерной организации рабочего процесса.

Предлагаемая конструкция роторно-поршневого двигателя включает корпус (1) с двухлучевой эпитрохоидной рабочей поверхностью, образующий первую рабочую полость (I) при взаимодействии с треугольным основным ротором (2). Лицевая сторона корпуса закрыта прозрачной крышкой (3), позволяющей визуализировать рабочий процесс, тыльная сторона может быть выполнена как монолитной частью корпуса, так и отдельной съемной крышкой (4), что повышает технологичность сборки и обслуживания. Внутри корпуса предусмотрены каналы системы охлаждения и монтажные элементы.

Основной ротор (2) содержит внутреннюю полость с трехлучевой гипотрохоидной поверхностью, в которой размещен дополнительный ротор (5), представляющий собой масштабированную в 2-3 раза копию основного. Оба ротора жестко соединены пластиной (6), образуя единый кинематический узел - двойной ротор, который может быть изготовлен как сборным (из отдельных компонентов 2, 5, 6), так и цельным (литьем или механической обработкой).

На внутренней поверхности крышки (3) закреплена фиксированная фигурная втулка (7) с двухлучевыми эпитрохоидными поверхностями, обеспечивающая минимальный рабочий зазор с пластиной (6) двойного ротора. Данная конструкция формирует две дополнительные рабочие

полости (II и III) внутри основного ротора: между гипотрохоидной поверхностью выточки и внешней поверхностью втулки (полость II), а также между внутренней поверхностью втулки и дополнительным ротором (полость III).

Центральное отверстие дополнительного ротора (5) оснащено зубчатым венцом, взаимодействующим с механизмом движения (8), что обеспечивает передачу крутящего момента. Такая компоновка позволяет реализовать трехкамерную рабочую схему в стандартных габаритах роторного двигателя, значительно повышая его удельную мощность за счет увеличения рабочего объема.

Конструкция предложенного роторно-поршневого двигателя предусматривает наличие трех рабочих полостей, две из которых (II и III) расположены внутри объемной выточки основного ротора (2) с трехлучевой гипотрохоидной поверхностью. Формирование дополнительных камер обеспечивается за счет взаимодействия неподвижной фигурной втулки (7), чьи двухлучевые эпитрохоидные поверхности образуют: вторую рабочую полость (II) совместно с гипотрохоидной поверхностью основного ротора, и третью рабочую полость (III) при контакте с треугольной поверхностью дополнительного ротора (5).

Кинематическая связь элементов реализована через двойной ротор, состоящий из основного (2) и дополнительного (5) роторов, соединенных пластиной (6). Центральное отверстие дополнительного ротора содержит зубчатый венец механизма движения (8), конструкция которого может варьироваться в зависимости от технических требований. Герметичность рабочих камер обеспечивается минимальными зазорами между плоскими поверхностями крышек (3, 4) и торцевыми плоскостями двойного ротора.

Толщина соединительной пластины (6) определяется прочностными характеристиками материала и эксплуатационными параметрами, при этом ее уменьшение позволяет увеличить рабочий объем дополнительных полостей (II и III), повышая эффективность двигателя. Система газообмена

включает три впускных и три выпускных канала, расположенных на передней крышке (3) и обслуживающих все рабочие полости (I-III). В демонстрационном образце центральное отверстие крышки служит опорой для вала механизма движения, тогда как в промышленном исполнении оно будет оснащено подшипниковым узлом с герметизацией.

Геометрическое соответствие рабочих поверхностей (эпитрохоидных, гипотрохоидных и треугольных) обеспечивает оптимальное уплотнение камер и эффективное преобразование энергии расширения газов в механическую работу. Такая компоновка позволяет существенно увеличить удельную мощность двигателя без изменения его габаритных размеров за счет реализации трех независимых рабочих циклов в едином корпусе.

Впускные и выпускные окна двигателя соединены с коллекторами (9) и (10), обеспечивающими подачу газообразной смеси в рабочие полости (I, II, III) и отвод отработавших газов соответственно. Свеча зажигания (11), расположенная в первой рабочей полости (I), закреплена в резьбовом отверстии на радиальной поверхности корпуса (1), тогда как свечи (12) и (13) для полостей II и III размещены в резьбовых отверстиях передней крышки (3). В формуле изобретения отмечено, что установочные места для минимум трех свечей зажигания выполнены в крышке корпуса, что иллюстрируется на фигурах 5 и 6, где отверстия (14), (15), (16) предназначены для их монтажа.

В одном из вариантов конструкции свеча (11) первой рабочей полости может находиться на радиальной поверхности корпуса (1), что не влияет на рабочие процессы двигателя. Аналогично, впускные и выпускные окна, а также система зажигания для полости (I) могут быть расположены на радиальной поверхности корпуса, что допускается в различных конструктивных исполнениях.

Макет двигателя, представленный на фигурах 1–3, установлен на подставке, содержащей электрические схемы питания и подсветки. Впускные окна (17), (18), (19) и выпускные (20), (21), (22), обслуживающие рабочие полости (I, II, III), выполнены в крышке (3) корпуса (1). Коллектор (9)

подключен к впускным окнам для подачи горючей смеси, а коллектор (10) — к выпускным для отвода отработавших газов. Данная конфигурация обеспечивает стабильность рабочих процессов заявленной конструкции.

Конструктивные и принципиальные особенности роторно-поршневых двигателей, включая схемы Ванкеля, подробно рассмотрены в научной литературе, например, в работе [11], где приведены методы расчёта их геометрии, кинематики и динамики. Однако в известных аналогах отсутствуют технические решения, аналогичные заявленной конструкции.

Принцип работы традиционных роторно-поршневых двигателей основан на цикловой подаче горючей смеси через впускные окна с последующим её сжатием, воспламенением и расширением. В заявленном двигателе данный процесс модифицирован: газообразная смесь подаётся через коллектор (9) и впускные окна (17), (18), (19) в рабочие полости (I, II, III), где сжимается при перекрытии окон двойным ротором. В конце такта сжатия срабатывают свечи зажигания (11), (12), (13), инициируя горение смеси с последующим преобразованием энергии расширения в механическую работу посредством механизма движения (8).

Отвод отработавших газов осуществляется через выпускные окна (20), (21), (22) и коллектор (10). Особенностью данной конструкции является раздельное управление процессами в трёх рабочих полостях. При вращении двойного ротора воспламенение в полостях (I) и (III) происходит синхронно, тогда как в полости (II) — с задержкой, определяемой кинематикой роторов.

Механическая энергия отбирается различными способами в зависимости от рабочей полости:

- в полости (I) — через внешнюю поверхность основного ротора (2) треугольной формы;
- в полости (II) — посредством внутренней поверхности гипотрохоидной выточки основного ротора (2);
- в полости (III) — через внешнюю поверхность дополнительного ротора (5).

Такая схема обеспечивает эффективное преобразование энергии сгорания при сохранении компактности конструкции.

Рабочий цикл заявленного роторно-поршневого двигателя осуществляется непрерывно по повторяющейся схеме. Для лучшего понимания кинематики движения двойного ротора в графических материалах (фигуры 10а-10г) использованы обозначения: вершины основного треугольного ротора (2) маркированы как $A_1$, $B_1$ и $C_1$, а вершины дополнительного треугольного ротора (5) - как $A_2$, $B_2$ и $C_2$. Такое обозначение позволяет наглядно проследить последовательное вращение роторной системы по часовой стрелке и сопутствующие изменения объёмов трёх рабочих полостей двигателя.

Геометрия рабочей поверхности основного ротора (2) представлена на фигуре 11, где изображён гипотрохоидный контур его внутренней объёмной выточки. Математическое описание данного контура включает следующие параметры: точки A, B и C обозначают вершины рабочего контура; точка O представляет центр малой окружности; d - центр большой окружности; r и R - радиусы малой и большой окружностей соответственно. Для описания движения используется неподвижная система координат (x,y) и подвижная (плавающая) система координат ($x_1$,$y_1$), связанная с вращающимся ротором.

Данная геометрическая модель позволяет анализировать изменение рабочих объёмов в процессе вращения роторной системы. При этом гипотрохоидная форма рабочей поверхности обеспечивает оптимальное взаимодействие между основным и дополнительным роторами, что способствует эффективному преобразованию энергии расширения газов в механическую работу. Динамика изменения объёмов рабочих полостей напрямую связана с траекторией движения вершин роторов, описываемой в принятых системах координат.

Использование двойной роторной системы с треугольными профилями и гипотрохоидным контуром позволяет реализовать трёхфазный рабочий цикл с последовательным воспламенением в разных полостях. Такая

конструктивная особенность обеспечивает равномерность крутящего момента и повышает энергетическую эффективность двигателя в целом. Математическое описание геометрии рабочих поверхностей служит основой для расчёта кинематических и динамических характеристик двигателя.

Координаты точек рабочего контура гипотрохоидной формы по оси X определяются по формуле:

$$x = R \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \cos(n \cdot \Phi) + c \cdot \cos(\Phi)\right) \tag{15}$$

где: c - параметр формы; n - число вершин, n=4; Ф - угол построения координат, град; R - радиус большой окружности. Координаты точек рабочего контура гипотрохоидной формы по оси Y определяются по формуле:

$$y = R \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \sin(n \cdot \Phi) + c \cdot \sin(\Phi)\right) \tag{16}$$

Двойной ротор состоит из основного ротора треугольной формы с вершинами A1 , B1 , C1 и дополнительного ротора треугольной формы с вершинами A2 , B2 , C2 . Рабочий контур треугольной формы представлен на фигуре 12. Рабочий контур треугольной формы содержит: A, B, C - вершины рабочего контура, O1 - центр большой окружности; R - радиус большой окружности; O1A - производящий радиус; Ф - угол построения координат; (x, y) - неподвижная система координат. Координаты точек рабочего контура треугольной формы по оси X определяются по формуле:

$$x = R \cdot (c \cdot \cos(\Phi) - \frac{1}{3 \cdot c} \times$$
$$\times \sin(3 \cdot \Phi) \cdot \sin(\Phi) + \frac{2}{3} \cdot \sqrt{1 - \frac{\sin^2(1{,}5 \cdot \Phi)}{c^2}} \cdot \cos(1{,}5 \cdot \Phi) \cdot \cos(\Phi)) \tag{17}$$

Координаты точек рабочего контура треугольной формы по оси Y определяются по формуле:

$$y = R \cdot (c \cdot \sin(\Phi) - \frac{1}{3 \cdot c} \times$$

$$\times \sin(3 \cdot \Phi) \cdot \cos(\Phi) + \frac{2}{3} \cdot \sqrt{1 - \frac{\sin^2(1{,}5 \cdot \Phi)}{c^2}} \cdot \cos(1{,}5 \cdot \Phi) \cdot \cos(\Phi)) \quad (18)$$

где:

c - параметр формы;

n - число вершин, (n=3);

Ф - угол построения координат, град;

R - радиус большой окружности.

В объемной внутренней выточке основного ротор (2) между рабочим контуром гипотрохоидной формы и дополнительным ротором (5) треугольной формы находится неподвижная фигурная втулка (7), образующая внутренний рабочий контур эпитрохоидной формы.

Рабочий контур эпитрохоидной формы представлен на фигуре 13.

Рабочий контур эпитрохоидной формы содержит:

A - вершина рабочего контура;

O - центр малой окружности;

O1 - центр большой окружности;

r - радиус малой окружности;

R - радиус большой окружности;

(x, y) - неподвижная система координат;

(x1 , y1 ) - плавающая система координат;

OO1 - эксцентриситет.

Геометрическое описание рабочего контура эпитрохоидной формы задаётся параметрическими уравнениями (1) и (2) для координат X и Y при числе вершин n=3. Сочетание трёх типов рабочих контуров - треугольного,

эпитрохоидного и гипотрохоидного - формирует три независимые рабочие секции, каждая из которых содержит отдельные рабочие полости (I), (II) и (III). На фигуре 14 представлена пространственная компоновка указанных контуров, где обозначены: вершины рабочего контура (A, B, C), центры малой (O) и большой ($O_1$) окружностей с радиусами r и R соответственно. Для математического описания системы используются неподвижная (x,y) и подвижная ($x_1$,$y_1$) системы координат, связанные через угол построения Ф. Такая геометрическая конфигурация обеспечивает синхронизированное взаимодействие роторных элементов в процессе работы двигателя Удельная мощность Ne заявленного роторно-поршневого двигателя определяется по формуле:

$$N_e{}^1 = V_n \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_н \cdot \rho_в \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_н \cdot \eta_e \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{1}{60}, \text{Вт} \quad (19)$$

где ε - степень сжатия; ηн - коэффициент наполнения рабочей камеры; ρв - плотность воздуха; α - коэффициент избытка воздуха; - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива; QH - низшая теплота сгорания топлива; ηe - эффективный коэффициент полезного действия; i - число блоков; m - тактность; n - частота вращения; Vn - рабочий объем. Рабочий объем Vn роторно-поршневого двигателя определяется по формуле:

$$V_n = V_1 + V_2 + V_3, \text{см}^3 \quad (20)$$

где: V1 - объем рабочей полости (I) двигателя, см3 ; V2 - объем рабочей полости (II) двигателя, см3 ; V3 - объем рабочей полости (III) двигателя, см3 . Пример. Рабочий объем Vn роторно-поршневого двигателя составляет:

Vn=0,00290+0,000437+0,000422=0,003759, см3

Удельная мощность роторно-поршневого двигателя Ne 3 составляет

$Ne3=0{,}003759\cdot\ 11-11/1\cdot\ 0{,}95\cdot\ 1{,}17\cdot\ (1/1{,}05\cdot\ 14{,}8)$
$\cdot\ 44013798\times 0{,}95\cdot\ 1\cdot\ 1/2\cdot\ 4500\cdot\ 1/60 = 463732{,}12$Вт

Полезный прирост удельной мощности Δ роторно-поршневого двигателя определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{{N_e}^1 - {N_e}^3}{{N_e}^1} \cdot 100, \%$$ (21)

где Ne 1 - удельная мощность роторно-поршневого двигателя с одной рабочей секцией. Полезный прирост удельной мощности Δ роторно-поршневого двигателя составляет:

$$\Delta = \frac{357031{,}67 - 463732{,}12}{357031{,}67} \cdot 100\% \approx 30\%$$

Предложенная конструкция роторно-поршневого двигателя демонстрирует повышение удельной мощности на 30% благодаря уникальной комбинации рабочих контуров треугольной, эпитрохоидной и гипотрохоидной геометрии. Данное техническое решение, включающее применение двойного ротора с внутренней объемной выточкой гипотрохоидной формы, создающей две дополнительные рабочие полости, обладает признаками новизны, поскольку подобная конфигурация ранее не встречалась в известных конструкциях роторных двигателей. Изобретательский уровень подтверждается тем, что предложенная схема не вытекает очевидным образом из существующих технических решений, включая классические двигатели Ванкеля.

Конструктивная реализация двигателя не предполагает технологических ограничений в производстве, что удовлетворяет критерию промышленной применимости. Сочетание трех различных геометрических профилей в единой роторной системе позволяет оптимизировать рабочий процесс и повысить энергетическую эффективность. Принципиальная новизна решения заключается в создании трех независимых рабочих полостей в одном корпусе с использованием двойного ротора специальной формы. Технический результат выражается в существенном увеличении удельных характеристик при сохранении компактности конструкции, что подтверждает соответствие разработки всем критериям патентоспособности.

Выводы по главе. Предлагаемый роторно-поршневой двигатель содержит три независимые рабочие полости, образованные уникальной комбинацией роторных элементов. Основной ротор треугольной формы включает внутреннюю объемную выточку с гипотрохоидной поверхностью, в которой размещен дополнительный ротор треугольного профиля, соединенный с основным через торцевую перегородку. Между роторами расположена фиксированная фигурная втулка с эпитрохоидными поверхностями, формирующая вторую и третью рабочие полости.

Конструктивное исполнение обеспечивает синхронизированную работу трех камер сгорания: первая полость образована внешней поверхностью основного ротора, вторая - его внутренней гипотрохоидной поверхностью, третья - внешней поверхностью дополнительного ротора. Фазовое воспламенение топливной смеси осуществляется последовательно в первой и третьей полостях с последующим поджигом во второй камере, что обеспечивает равномерное преобразование энергии расширения газов.

Техническое решение отличается компактной компоновкой элементов в едином корпусе с размещением всех впускных/выпускных окон и свечей зажигания в крышке двигателя. Жесткая кинематическая связь роторов через зубчатый венец дополнительного ротора гарантирует синхронность рабочих процессов при сохранении высокой удельной мощности конструкции.

# Заключение

Проведенное исследование рабочего процесса роторно-поршневого двигателя (РПД) выявило его принципиальные отличия от традиционных поршневых ДВС, заключающиеся в уникальной кинематике, компактности конструкции и высоких удельных мощностных характеристиках. Анализ термодинамических циклов показал существенное влияние геометрии камеры сгорания и кинематики ротора на эффективность преобразования энергии, при этом выявлены специфические особенности политропных процессов сжатия и расширения, обусловленные повышенными утечками через уплотнения и интенсивным теплообменом. Разработанная физико-математическая модель продемонстрировала необходимость оптимизации формы рабочих полостей и расположения системы зажигания для обеспечения полноты сгорания топливовоздушной смеси.

Экспериментальные исследования методом индицирования подтвердили адекватность CFD-моделирования с погрешностью менее 4,2%, выявив при этом существенное влияние перетечек между камерами на рабочий процесс. Механические потери в конструкции составили 9,9%, что соответствует механическому КПД 90,1%, что согласуется с известными данными для двигателей данного типа. Сравнительный анализ показал, что основные недостатки РПД, включая повышенный расход топлива и ограниченный ресурс, обусловлены проблемами герметизации рабочих полостей и особенностями протекания процессов сгорания в щелевидных камерах.

Современные направления совершенствования РПД включают разработку систем непосредственного впрыска, многоискрового зажигания и применение новых композитных материалов для уплотнительных элементов. Особый интерес представляет адаптация конструкции для работы на альтернативных видах топлива, в частности водороде, что требует решения

вопросов обеспечения мощности и долговечности. Перспективным направлением является интеграция РПД в гибридные силовые установки, где он выполняет функцию генератора для электродвигательной системы.

Результаты исследования подтвердили возможность существенного повышения эффективности РПД за счет комплексной оптимизации рабочих процессов, включая совершенствование газодинамики камер сгорания и систем управления. Дальнейшее развитие технологии требует углубленных исследований в области материаловедения, термодинамики и цифрового моделирования рабочих процессов. Особое внимание следует уделить разработке новых схем уплотнений, способных обеспечить необходимую герметичность при сохранении долговечности.

Проведенный анализ свидетельствует о значительном потенциале роторно-поршневых двигателей как альтернативы традиционным ДВС, особенно в условиях ужесточения экологических требований. Реализация предложенных усовершенствований позволит создать конкурентоспособные энергетические установки с улучшенными эксплуатационными характеристиками. Дальнейшие исследования должны быть направлены на комплексное решение выявленных проблем, включая экспериментальную проверку новых технических решений и их адаптацию к различным условиям эксплуатации.

## Список используемой литературы и используемых источников


1. Патент № 2781726 C1 Российская Федерация, МПК F02B 55/02, F01C 1/00, F04C 2/00. Роторно-поршневой двигатель и способ его работы : № 2022108348 : заявл. 28.03.2022 : опубл. 17.10.2022 / П. С. Гук.
2. Патент США: US 2988008 (A) от 13.06.1961, МПК F02B 53/00, F02B 75/02, «Rotary piston machines)), автор Felix Wankel - прототип.
3. Патент США: US 4019471 (A) от 26.04.1977, МПК F02B 53/10, F02B 75/12, «Fuel injection type rotary piston engines)).
4. Патент США: US 4047856 (A) от 13.09.1977, МПК F01C 1/22, F01C 19/12, F01C 21/ 18, «Fuel injection type rotary piston engines)).
5. Авторское свидетельство СССР: SU 1097815 A1 от 15.06.1984, МПК F02B 55/10, «Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания».
6. Патент РФ: RU 2546933 C1 от 10.04.2015, МПК F02B 53/10, «Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания».
7. Патент РФ: RU 2609027 C2 от 30.01.2017, F01C 1/22, F01C19/00, «Циклоидный роторный двигатель (Варианты)», автор Школьник Александр С. (US).
8. Патент РФ: RU 2386046 C2 от 10.04.2010, F02B 55/02, F01C 1/00, F01C 17/06, «Роторно-поршневой трехтактный двигатель внутреннего».
9. Патент РФ: RU 2418180 C1 от 10.05.2011, F02B 55/02, F01C1/22, F01C 17/06, F16C 3/18, «Роторный двигатель и эксцентриковый вал».
10. Патент РФ: RU 2556838 C1 от 20.07.2015, F02B 55/02, F01C 1/22, F01C 17/06, «Двигатель внутреннего сгорания».
11. Патент РФ: RU 2634457 C2 от 30.10.2017, F02B 55/02, F01C 1/22, F01C 17/06, «Двигатель внутреннего сгорания».
12. Ворошилов, В. Ю. Перспективы применения роторно-поршневых двигателей / В. Ю. Ворошилов, Р. А. Жилин // Высокие технологии в строительном комплексе. – 2022. – № 2. – С. 65-68.

13. Злотин Г.Н. Особенности рабочих процессов и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля. Волгоград, ВолгГТУ, 2010. 120 с.

14. Кавтарадзе, Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы : учебник для вузов / Р. З. Кавтарадзе. — 2-е изд., испр. и доп.— Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 589

15. Косенок Б. Б. Кинематический и динамический анализ основного механизма двигателя Ванкеля на основе его векторной модели // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 1 (25). С. 69–75.

16. Любчик, И. Д. Роторные двигатели и их влияние на экологию / И. Д. Любчик // ВСЕРОССИЙСКИЕ НАУЧНЫЕ ЧТЕНИЯ - 2023 : Сборник статей Всероссийской научно-практической конференции, Петрозаводск, 11 апреля 2023 года. – Петрозаводск: Международный центр научного партнерства «Новая Наука» (ИП Ивановская И.И.), 2023. – С. 41-44.

17. Макаренко, П. А. Роторный двигатель - конструкция, основные плюсы и минусы, использование / П. А. Макаренко // Современные автомобильные материалы и технологии (САМИТ-2023) : сборник научных статей 15-й Международной научно-технической конференции, Курск, 17 ноября 2023 года. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2023. – С. 136-140.

18. Макушев Ю. П., Иванов А. Л. История двигателестроения и введение в направление. 2-е изд., деривативное. - Омск: СибАДИ, 2018. - 89 с.

19. Макушев Ю. П., Полякова Т. А., Рындин В. В., Токтаганов Т. Т. Интегральное и дифференциальное исчисления в приложении к технике: моногр. / под ред. Ю. П. Макушева. - Павлодар: Кереку, 2013. - 330 с.

20. Макушев Ю. П., Полякова Т. А., Рындин В. В. Построение эпитрохоиды роторно-поршневого двигателя графическим и расчетным

методами с использованием системы Mathcad // Вестник ПГУ. Энергетическая серия. - 2020. - № 1. - С. 279–291

21. Назметдинов, Н. Р. Перспективы применения роторных двигателей в автомобилях / Н. Р. Назметдинов // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. – 2023. – № 5-4(80). – С. 140-142.

22. Перспективы применения роторно-поршневых двигателей / О. А. Авдеюк, К. В. Приходьков, А. В. Крохалев [и др.]. — Молодой ученый. — 2011. — № 5 (28). — Т. 1. — С. 23-25

23. Hege J.B. The wankel rotary engine. A history. McFarland & Company, 2006. 174 p

24. Mytrofanov, O. Analysis of Efficiency of Rotary Piston Engines Use at Power Plants for Surplus Electrical Energy Accumulation / O. Mytrofanov, A. Proskurin // Problems of the Regional Energetics. – 2020. – No. 4(48). – P. 58-68.

25. Poojitganont T., Izweik H.T., Berg H.P. The simulation of flow field inside the wankel combustion chamber. Thes. 20th Conf. Mechanical Engineering Network of Thailand, 2006. 6 p

26. Грустны показатели водородной Mazda RX-8 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://news.drom.ru/9146.html

27. Дятлов Р.М. Современные тенденции развития конструкций роторно-поршневых двигателей. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://aeterna-ufa.ru/sbornik/AP-2025-06-1.pdf

28. Кавтарадзе Р.З., Касько А.А., Зеленцов А.А. Расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса перспективного роторно-поршневого двигателя. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2022, № 4, с. 23–33 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://izvuzmash.bmstu.ru/articles/1944/1944.pdf

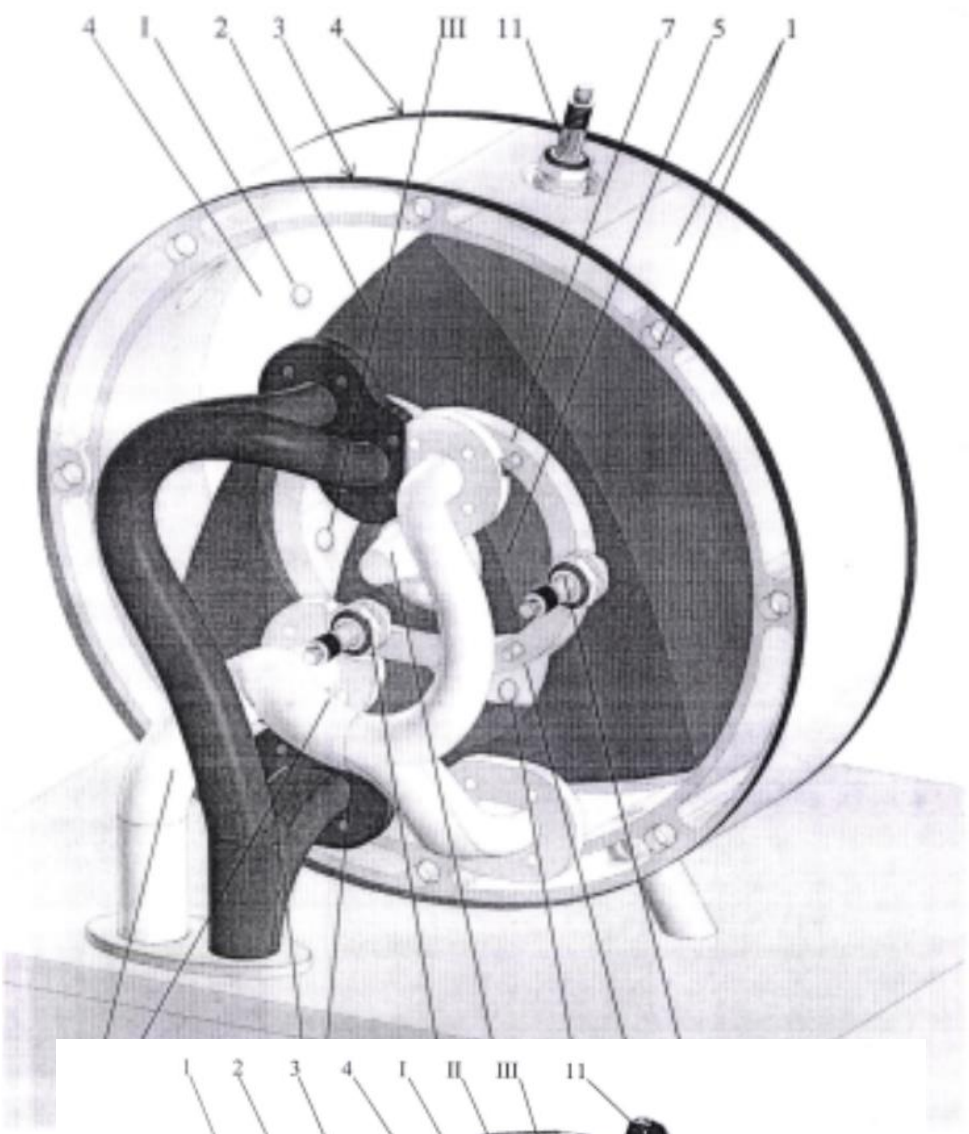
29. Устройство автомобилей. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://k-at.ru/PM.01_mdk.01.01/3_dvs_8_vankel/index.shtm

30. Entrepreneur. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.entrepreneur.com/money-finance/heres-a-chance-to-invest-in-the-future-of-enginetechnology/37357

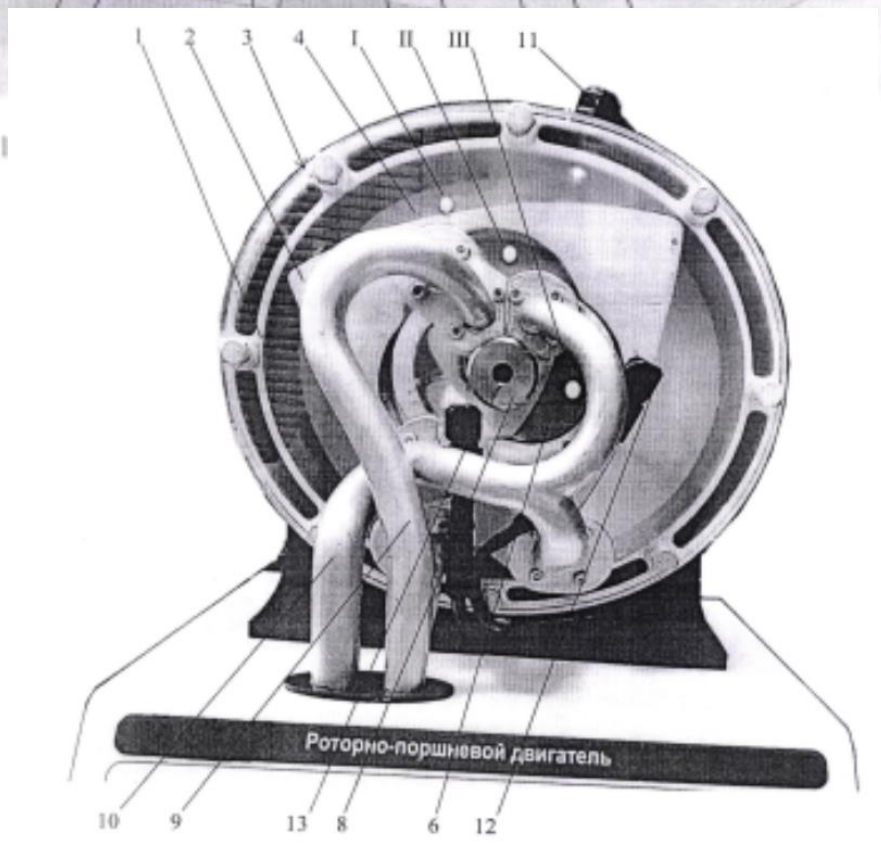
31. Finkelberg L.A., Kostuchenkov A.N., Zelentsov A.A. et al. Improvement of combustion process of spark-ignited aviation wankel engine. Energies, 2019, vol. 12, no. 12, art. 2292, doi: https://doi.org/10.3390/en12122292

**Приложение А**
**конструктивные особенности и принцип работы роторно-поршневого двигателя**

Рисунок А.1 — Трехмерная модель роторно-поршневого двигателя




Рисунок



А.2 — Опытная модель двигателя

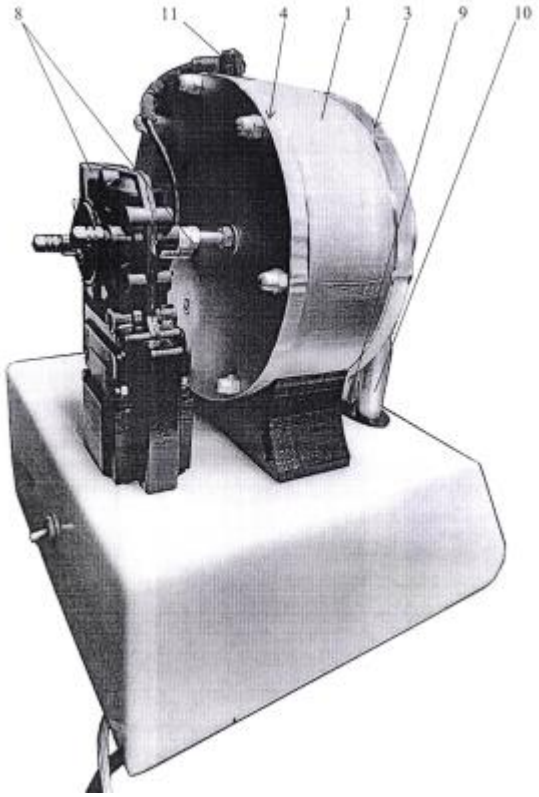



Рисунок А.3 — Опытная модель двигателя

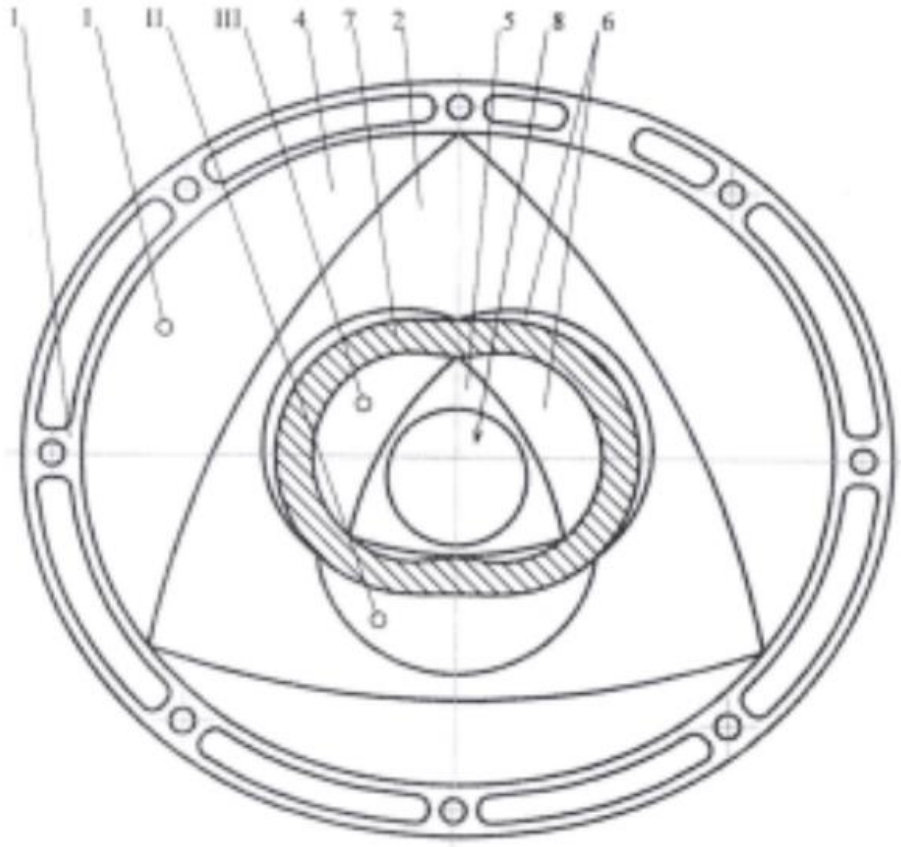



Рисунок А.4 — Поперечный разрез неподвижной втулки

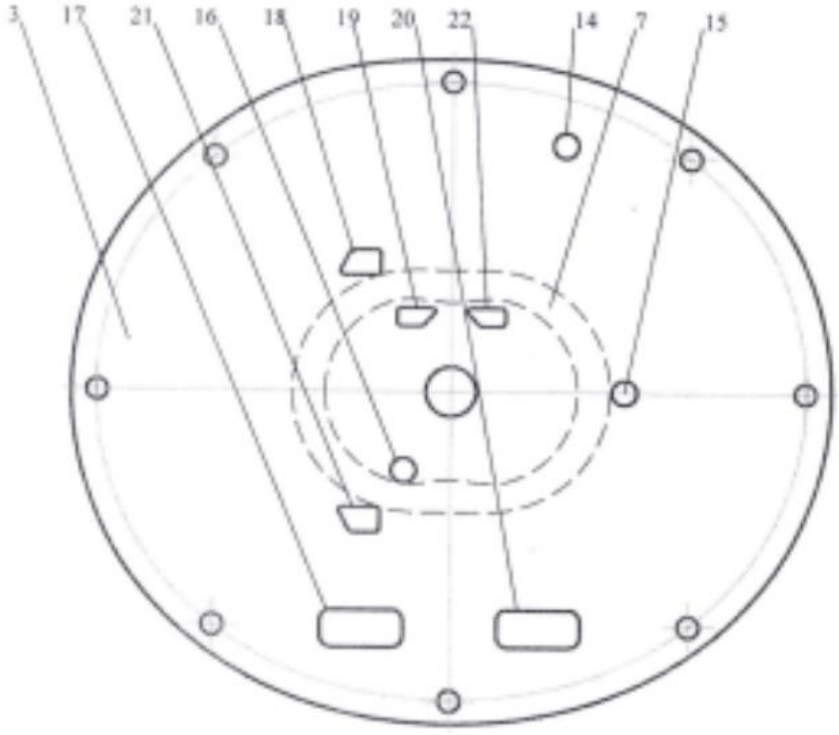



Рисунок А.5 — Конструкция крышки корпуса, внешняя сторона

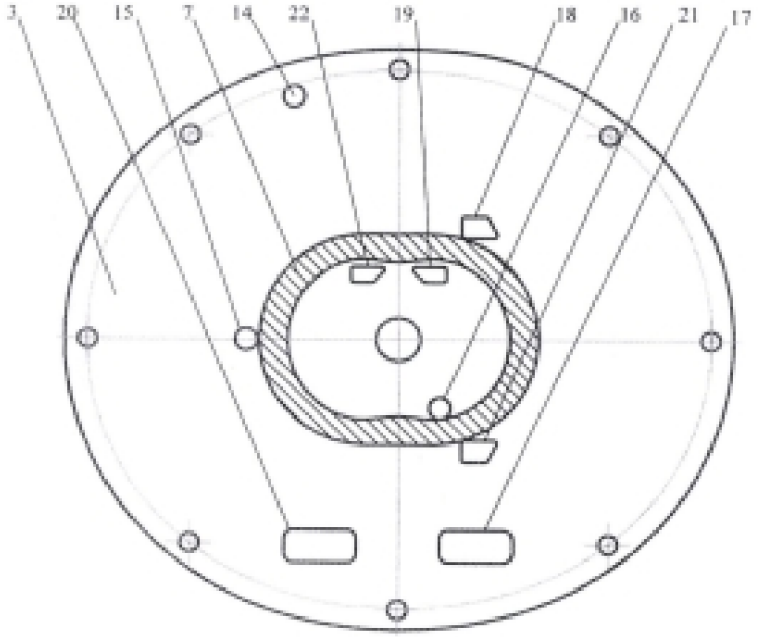



Рисунок А.6 — Конструкция крышки корпуса, внешняя сторона

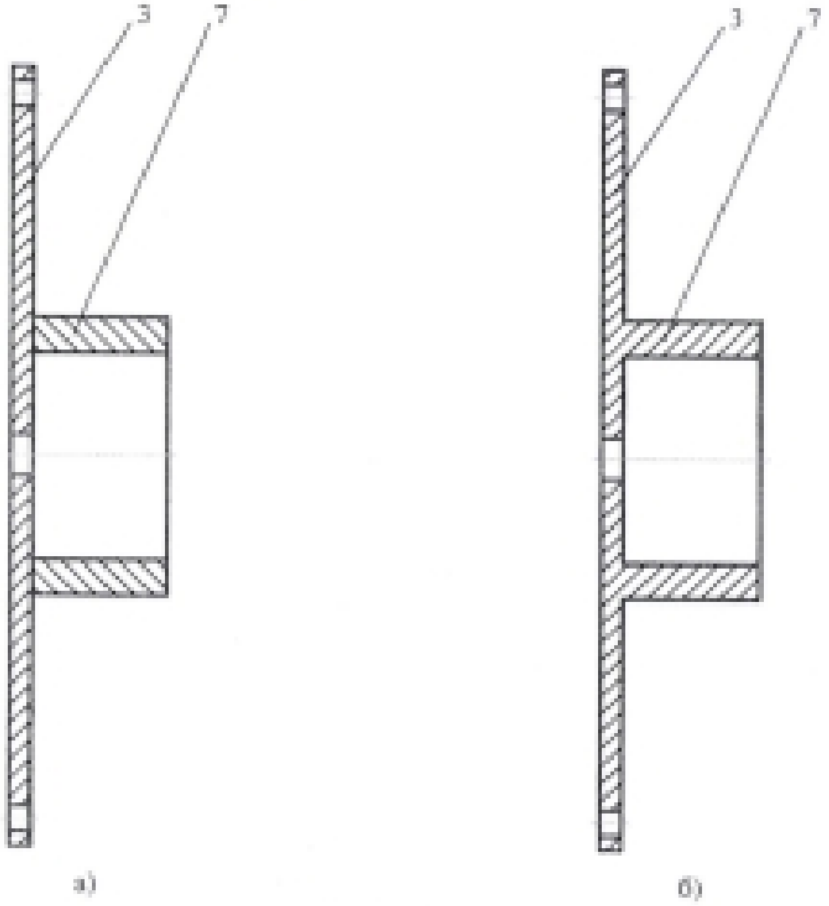



Рисунок А.7 — Два варианта исполнения узла крышки с фигурной втулкой

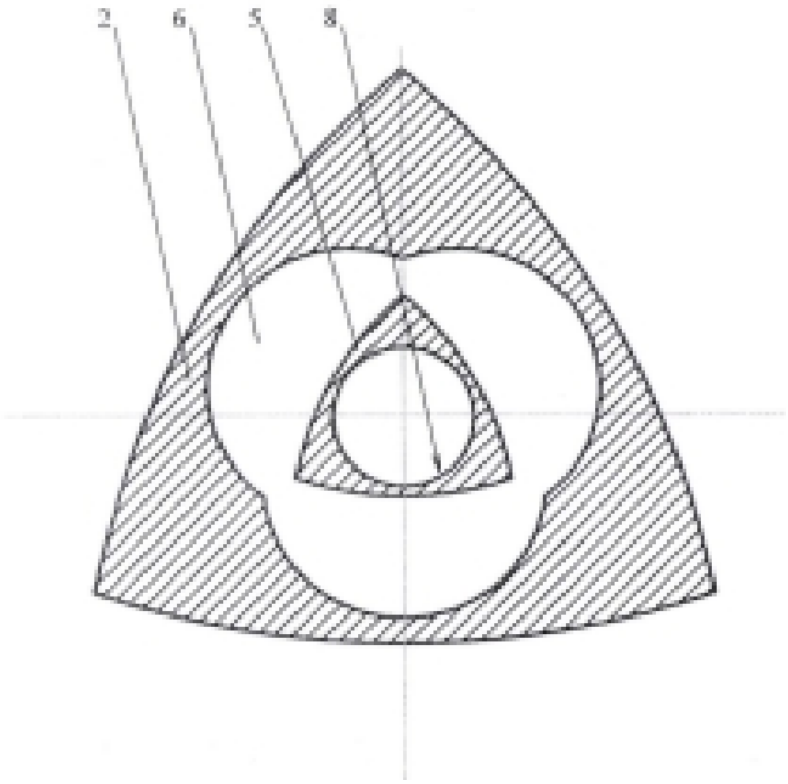



Рисунок А.8 — Устройство двойного ротора

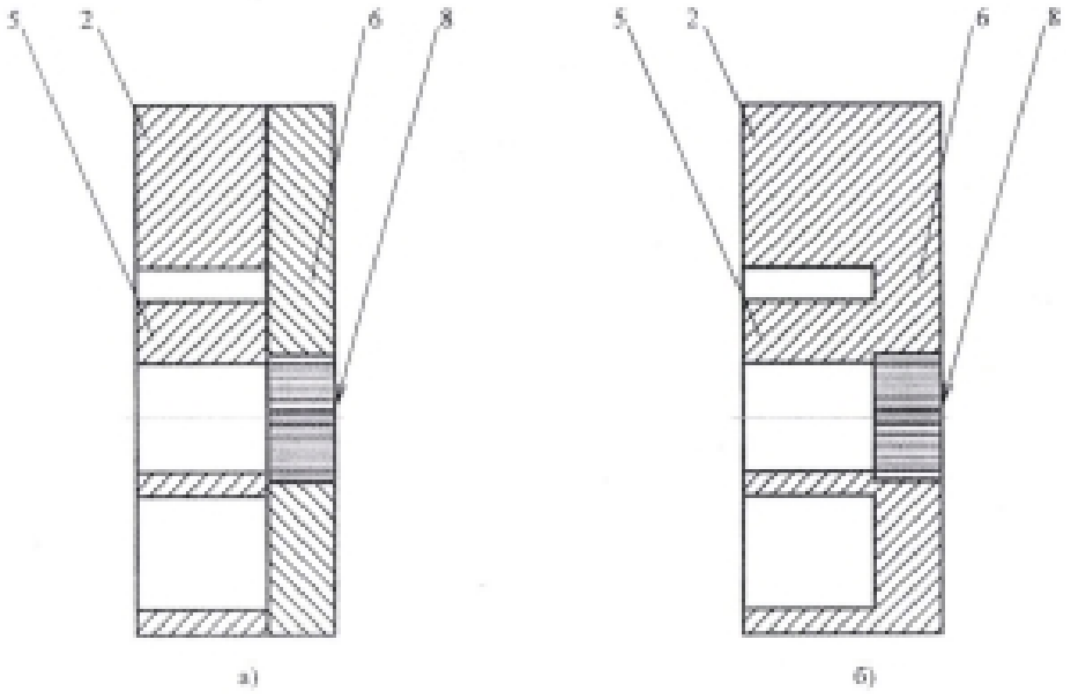



Рисунок А.9 — Варианты изготовления двойного ротора

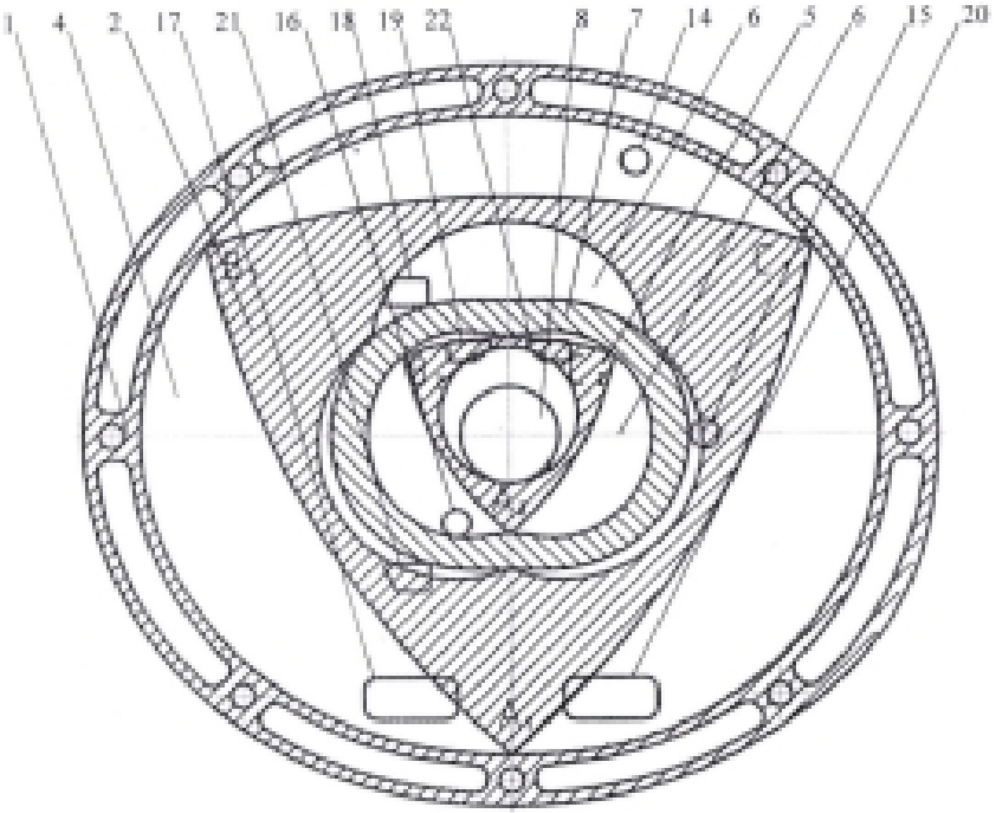



Рисунок А.10 — Кинематика работы двигателя

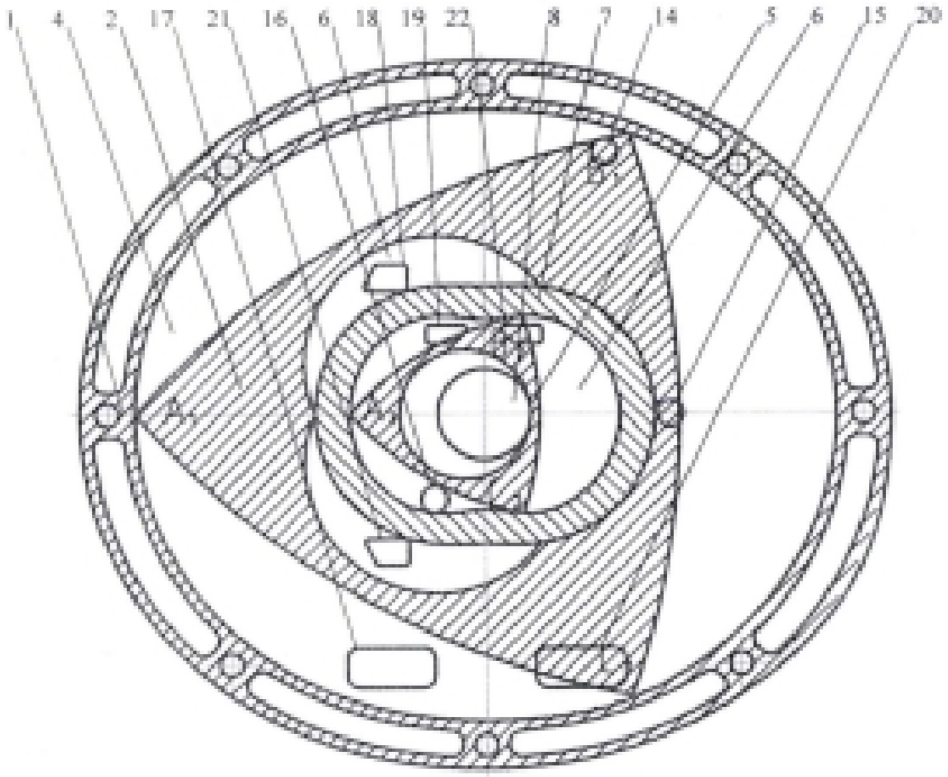



Рисунок А.11 — Кинематика работы двигателя

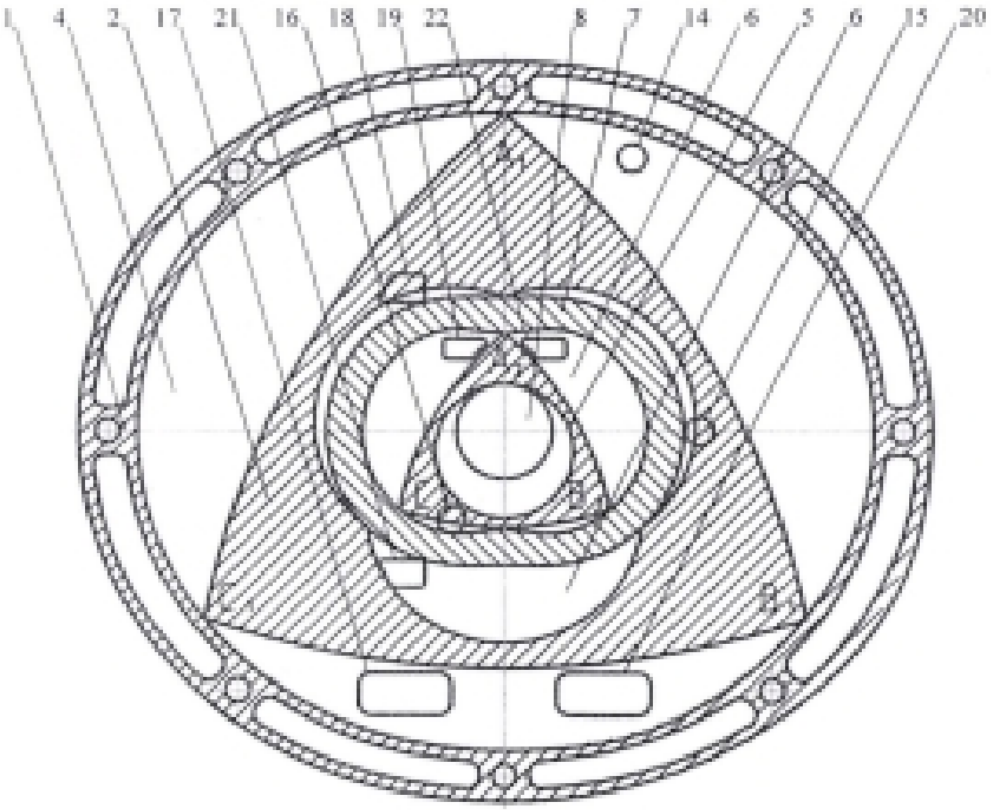



Рисунок А.12 — Кинематика работы двигателя

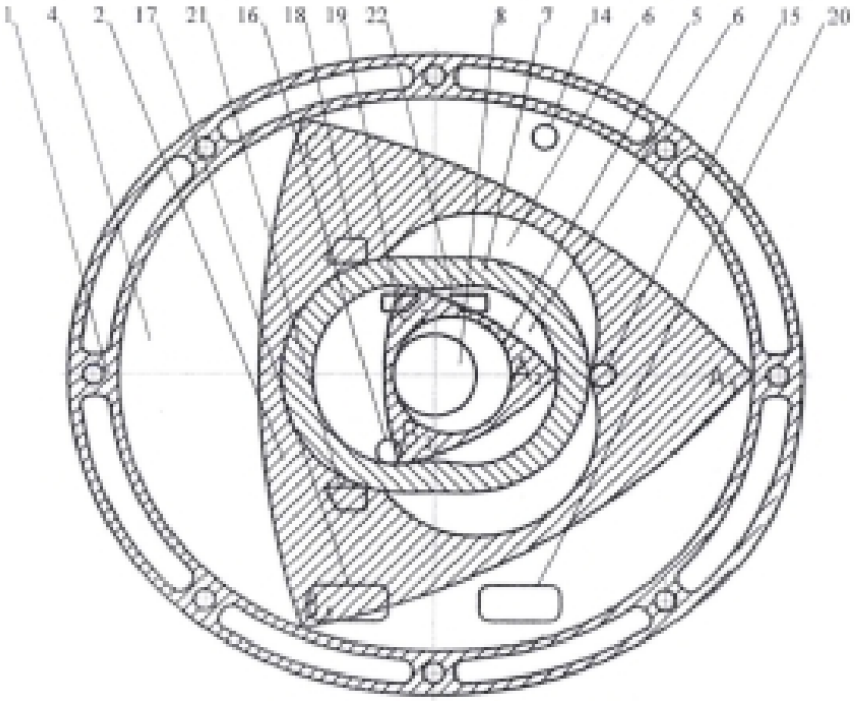



Рисунок А.13 — Кинематика работы двигателя

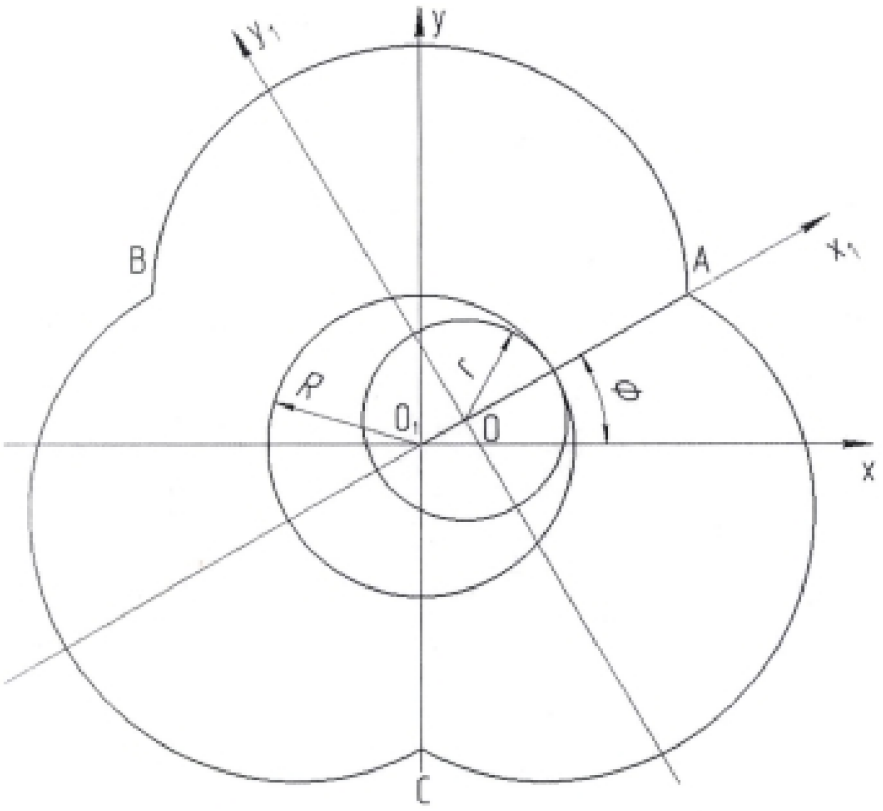



Рисунок А.14 — Гипотрохоидный профиль

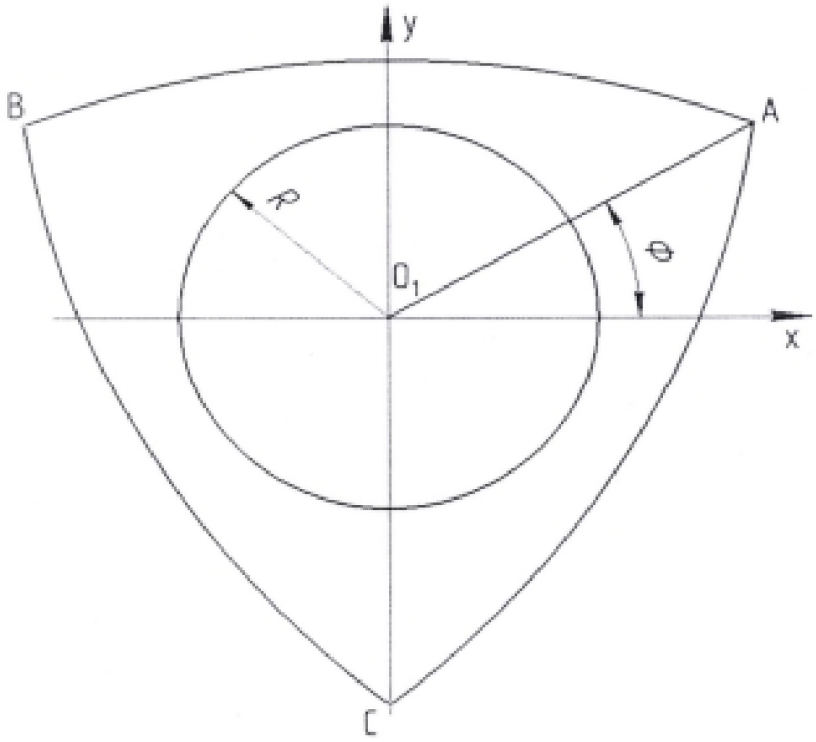



Рисунок А.15 — Треугольный контур

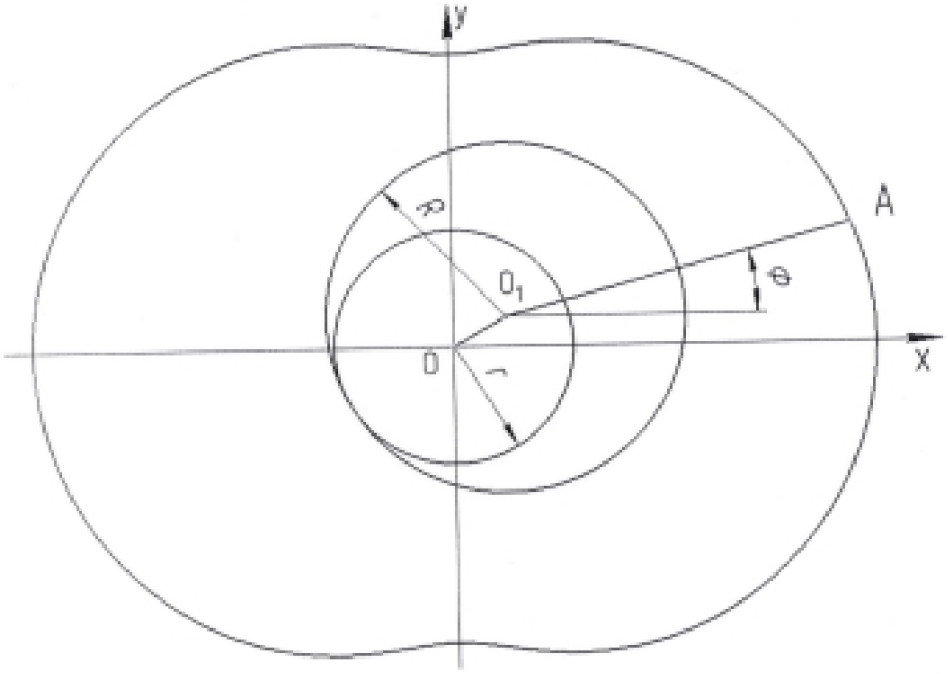



Рисунок А.16 — Эпитрохоидная форма

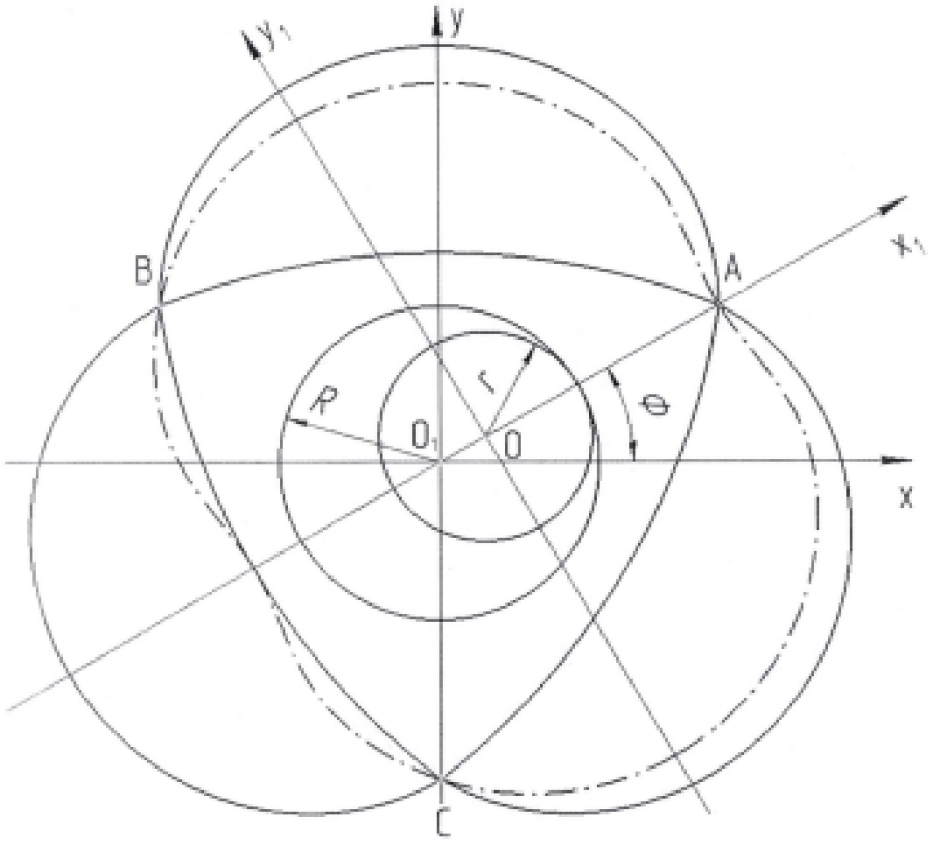



Рисунок А.17 — Компоновка профилей в единой системе