

На правах рукописи



СМИРНОВ ВЛАДИМИР ВИКТОРОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА  
МЕХАНИЗМОВ ПЛАНЕТАРНЫХ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН С  
ПЛАВАЮЩИМИ САТЕЛЛИТАМИ**

Специальность: 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2021 г.

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»

Научный Руководитель

**Волков Глеб Юрьевич**

доктор технических наук, доцент, профессор каф. «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты», ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет», г. Курган

Официальные оппоненты:

**Сызранцев Владимир Николаевич**

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», г. Тюмень

**Трубачев Евгений Семенович**

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Конструкторско-технологическая подготовка машиностроительных производств», ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск

Ведущая организация:

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет

Защита состоится 9 июня 2021 года в 15-00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76. Тел/факс (351) 267-91-23, E-mail: [D.212.298.09@mail.ru](mailto:D.212.298.09@mail.ru).

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте [www.susu.ru](http://www.susu.ru)

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор



Абызов А.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность.** В настоящее время, практически во всех хозяйственных отраслях широко используются различного рода объемные гидромашины. Любое улучшение технических характеристик таких машин является востребованным и актуальным. Среди прочих объемных гидромашин известны насосы и гидродвигатели, построенные на базе замкнутых контуров, образуемых взаимодействующими зубчатыми колесами, часть из которых являются плавающими сателлитами. Принципиальным достоинством подобных машин является то, что в них нет нагруженных кинематических пар скольжения, а износ основных рабочих поверхностей – боковых поверхностей зубьев не приводит к потере герметичности рабочих камер. Общепринятого названия у этой группы гидромашин пока нет. В данной работе будем называть их планетарно-роторными гидромашинами (ПРГМ) с плавающими сателлитами.

Основная причина того, что эти ПРГМ получили малое распространение, заключается в сложности изготовления некруглых зубчатых колес традиционными механическими методами. Современные технологии значительно упрощают производство некруглых зубчатых звеньев, что открывает новые возможности для промышленного освоения ПРГМ. В связи с этим актуальным становится глубокое изучение всего комплекса задач, касающихся ПРГМ, начиная с обоснованного выбора их схем, создания методов и совершенствования методик расчета и заканчивая разработкой конструкций, адаптированных к новым технологиям.

**Степень разработанности темы.** Различные кинематических схемы ПРГМ предложили D. Herman, K.W. Charles, D. Sieniawski (США), B. Sieniawski, J. Potulski (Польша), Zhang Quan, Jian Dong, Wu Xutang, Dou Lihong, Chen Guo-Qiang, Menghe Zhang, Xie Yong, Yuan Yongzhuang, Zhenhui Luan, Xu Honghao, Dong Yuhui, Gao Wenhe, Wei Xu, Shubo Wang, Jiansheng Li (Китай), Ishizaki Yoshikimi (Япония), J.A. Halliwell (Великобритания), Н.И. Костиков, Ан И-Кан, Г.Ю. Волков и др. Однако производство и практическое использование подобных гидромашин было крайне ограничено.

В настоящее время ПРГМ серийно производится на единственном в мире предприятии «Hydromech» в Польше. Эти ПРГМ работают в режиме гидродвигателя при давлении 20-25 Мпа. Из публикаций украинского ученого З.Л. Финкельштейна следует, что планетарно-роторные гидродвигатели фирмы «Hydromech» по удельным показателям: масса на единицу рабочего объема и масса на единицу передаваемого момента превосходят все прочие виды гидродвигателей. Публикации, посвященные особенностям проектирования, в частности используемым методикам геометрического расчета двигателей фирмы «Hydromech», в технической литературе отсутствуют.

Теоретические основы геометрии некруглых зубчатых колес механических передач были заложены Ф.Л. Литвиным. Авторы более поздних работ S. William, D. Barkah (США), I. Zarebski, P. Krawiec, A. Marlewski, T. Sałaciński (Польша), V. Marius, L. Andrei (Румыния), J. Dorić, I. Klinar, M. Dorić (Сербия), S. Medvecká-Beňová (Словакия), B. Laczik (Венгрия), T. Hasse (Германия), G. Danieli (Италия), Biing-Wen Bair, Chung-Biau Tsay (Тайвань), W. Tingting (Китай), A. Lozzi (Австралия), А.П. Падалко, С.О. Киреев рассматривали вопросы профилирования некруглых зубчатых колес с использованием виртуального компьютерного моделирования, применительно к их изготовлению на станках с ЧПУ. Геометрия планетарного механизма с некруглыми зубчатыми колесами рассматривается в работе D. Mundo (Италия), Jiangan Li (Китай).

Непосредственно комплексу вопросов проектирования ПРГМ посвящены статьи и докторская диссертация российского ученого Ан И-Кана. Однако и его работы не решают всех вопросов, возникающих при проектировании ПРГМ. Использованный Ан И-Каном подход к геометрическому расчету сложен и не доведен до инженерного уровня. Не проведен сравнительный анализ различных схем, поэтому не ясно, какие из схем следует предпочесть в конкретных ситуациях. Не в полной мере рассмотрены вопросы технологии изготовления некруглых зубчатых колес ПРГМ. В работах Г.Ю. Волкова, Д.А. Курасова, М.В. Горбунова предложен более простой метод геометрического расчета некруглых колес в ПРГМ, однако этот метод содержит трудоемкие операции промежуточных графических построений и корректировок.

Следует констатировать, что для инженерного проектирования реальных промышленных изделий на основе ПРГМ информации, имеющейся в технической литературе недостаточно.

**Цель** диссертационной работы заключается в повышении эффективности проектирования механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами за счет рационального выбора их кинематических схем и разработки инженерного метода геометрического расчета.

Основные задачи исследований.

1. Систематика схем ПРГМ, с позиции структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры. Выяснение места, которое занимают ПРГМ в ряду прочих объемных гидромашин. Классификация собственно ПРГМ.
2. Совершенствование инженерного метода геометрического проектирования зубчатых звеньев ПРГМ.
3. Разработка методик расчетов различных схем ПРГМ по важнейшим критериям: производительность; площадь сечений каналов; механический КПД и др. Анализ схем ПРГМ по критериям. Выявление схем, наиболее подходящих

для использования в качестве насосов для несжимаемых жидкостей и гидродвигателей, а также пневмомашин, в частности вакуумных насосов.

4. Конструктивная реализация схем ПРГМ, обладающих наиболее высокими техническими характеристиками. Разработка конструкций ПРГМ адаптированных к использованию 2Д технологий.

5. Экспериментальное исследование и стендовое испытание гидромашин, направленные на проверку принципиальной работоспособности новых схем ПРГМ, корректности разработанной методики геометрического расчета некруглых зубчатых звеньев, а также на проверку применимости материалов и технологий обработки деталей ПРГМ. В том числе на проверку работоспособности ПРГМ со стальными и полимерными зубчатыми звеньями, собранными из отдельных дисков, которые обработаны лазерной резкой.

6. Рекомендации к использованию ПРГМ в конкретном промышленном изделии.

**Область исследования.** Диссертационная работа выполнена в соответствии с пунктами 1. «Теория и методы исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения, способы управления этими процессами»; 2. «Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин» и 4. «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования» паспорта специальности 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

**Объектом исследования** являются комплекс структурных, геометро-кинематических и эксплуатационных свойств планетарных механизмов объемных гидромашин с плавающими сателлитами, а также процедуры проектирования этих машин.

**Предметом исследования** являются структурные признаки ПРГМ и формирование банка их возможных схем, методология геометрического профилирования венцов некруглых зубчатых колес, физические и расчетные критерии работоспособности и качества ПРГМ, выявление схем, наиболее подходящих для работы с жидкостями и газами.

#### **Научная новизна работы:**

1. Предложена систематика объемных гидромашин с позиций структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры, которая позволяет определить место ПРГМ среди прочих гидромашин. Разработана классификация кинематических схем ПРГМ, включающая новый признак «характер движения ведущего звена», и распространяющаяся на неизвестные ранее схемы.

2. Разработан метод геометрического проектирования ПРГМ, при котором на первом этапе выбора параметров траектории движения центров

сателлитов коэффициент «некруглости» траектории рассчитывают через угол давления в зацеплении, а коэффициенты изменения длин центровых траекторий сателлитов вычисляются аналитически. В отличие от ранее существовавшего этот метод не требует промежуточных геометрических построений и корректировок.

3. Разработан расчетный метод нахождения размеров сечений подводящих каналов ПРГМ, применимый как к односекционным, так и многосекционным гидромашинам с расположением каналов в солнечном колесе или эпицикле, который в отличие от существовавшего ранее метода не требует графических построений.

**Практическую значимость имеют следующие результаты:**

1. Инженерная методика геометрического расчёта некруглых зубчатых звеньев ПРГМ, не требующая промежуточных геометрических построений и корректировок.

2. Сравнительный анализ различных схем ПРГМ по критериям: производительности, сечения каналов, остаточных объемов и механического КПД. Что позволило выбрать наиболее предпочтительные схемы для сжимаемых и несжимаемых рабочих сред.

3. Разработанные конструкции гидромашин, адаптированные к 2Д технологиям изготовления зубчатых звеньев.

4. Положительные результаты испытаний гидромашин, изготовленных по 2Д технологиям. Доказана возможность использования пакетной конструкции некруглых зубчатых звеньев ПРГМ.

5. Конструкция вакуумного насоса, построенная на базе ПРГМ схемы  $2 \times 2$ .

***Методы исследований, достоверность и обоснованность результатов.***

Теоретические исследования базируются на теории механизмов и машин, теории зубчатых зацеплений. При решении задач диссертационного исследования использовались аналитические методы решения алгебраических уравнений, а также вычисления, осуществляемые с помощью системы компьютерной математики «MathCAD». Профилирование зубчатых венцов выполнялось с использованием графической системы 2Д проектирования «КОМПАС». Экспериментальные исследования осуществлялись на стендовом оборудовании с использованием современной измерительной аппаратуры.

Достоверность и обоснованность теоретических положений работы подтверждается успешным испытанием работоспособных моделей ПРГМ с плавающими сателлитами. Качество ряда конструктивных решений подтверждается экспертными заключениями по патентам.

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

1. Структурная классификация ПРГМ, позволившая перечислить все возможные схемы, а также результаты сравнительного анализа этих схем по основным техническим критериям.
2. Усовершенствованный метод геометрического расчета зубчатых звеньев ПРГМ и соответствующая инженерная методика.
3. Доказанная возможность использования пакетной конструкции зубчатых звеньев в сочетании с лазерной технологией их профилирования.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы обсуждались на международной научно-технической конференции «Инновационные технологии в автоматизированном машиностроении и арматуростроении» (Курган, 2010 г.), на международной научно-технической конференции «Машиностроение – основа развития промышленности», посвященная 140-летию со дня рождения основателя зауральского машиностроения Сергея Александровича Балакшина. (Курган, 2017 г.); на IX научно-практической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения» (Ижевск, 2017 г.); на всероссийской научно-практической конференции «Методы механики в решении инженерных задач» (Курган, 2017 г.); на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении 2018» (Севастополь, 2018 г.), на конференции «XII Международная IEEE научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин» 13-15 ноября 2018 года» (Омск, 2018 г.), на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении 2019». (Севастополь, 2019 г.).

Работа выполнялась при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта №17-48-450262 «Структурно-параметрический синтез и разработка конструкций планетарных роторных гидромашин, адаптированных к 2Д-технологиям изготовления». В рамках действующего гранта при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта №19-48-450001 «Исследование и совершенствование рабочих механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами».

### **Личный вклад соискателя заключается:**

При выполнении теоретической части исследования автором лично разработана классификация кинематических схем ПРГМ, включающая новый признак «характер движения ведущего звена», и распространяющаяся на

неизвестные ранее схемы. Автором разработан метод геометрического проектирования ПРГМ, при котором на первом этапе выбора параметров траектории движений центров сателлитов коэффициент «некруглости» траектории рассчитывают через угол давления в зацеплении, а коэффициенты изменения длин центровых траекторий сателлитов вычисляются аналитически. В отличие от ранее существовавшего этот метод не требует промежуточных геометрических построений и корректировок. Лично автором получены аппроксимирующие зависимости для расчета производительности различных схем ПРГМ, а также площадей сечений каналов в односекционных и многосекционных ПРГМ. Разработанная система критериев качества ПРГМ позволила автору провести сравнительный анализ всех схем, содержащихся в классификации, и выявить ПРГМ, наиболее подходящие для использования в различных отраслях промышленности в качестве насосов и двигателей. Соискателем лично обоснована применимость пакетной технологии изготовления некруглых зубчатых колес ПРГМ.

При выполнении экспериментального исследования соискатель принимал непосредственное участие в подготовке и проведении экспериментов, обработке и анализе полученных данных.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 29 работ, в том числе 9 статей в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК, 3 статьи в журналах, индексируемых базой Scopus, получено 5 патентов на изобретения и полезные модели.

**Структура и объём работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка использованной литературы, включающего 175 наименований, 2-ух приложений. Работа изложена на 156 страницах машинописного текста, содержит 105 рисунков, 20 таблиц и приложений на 6 страницах.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

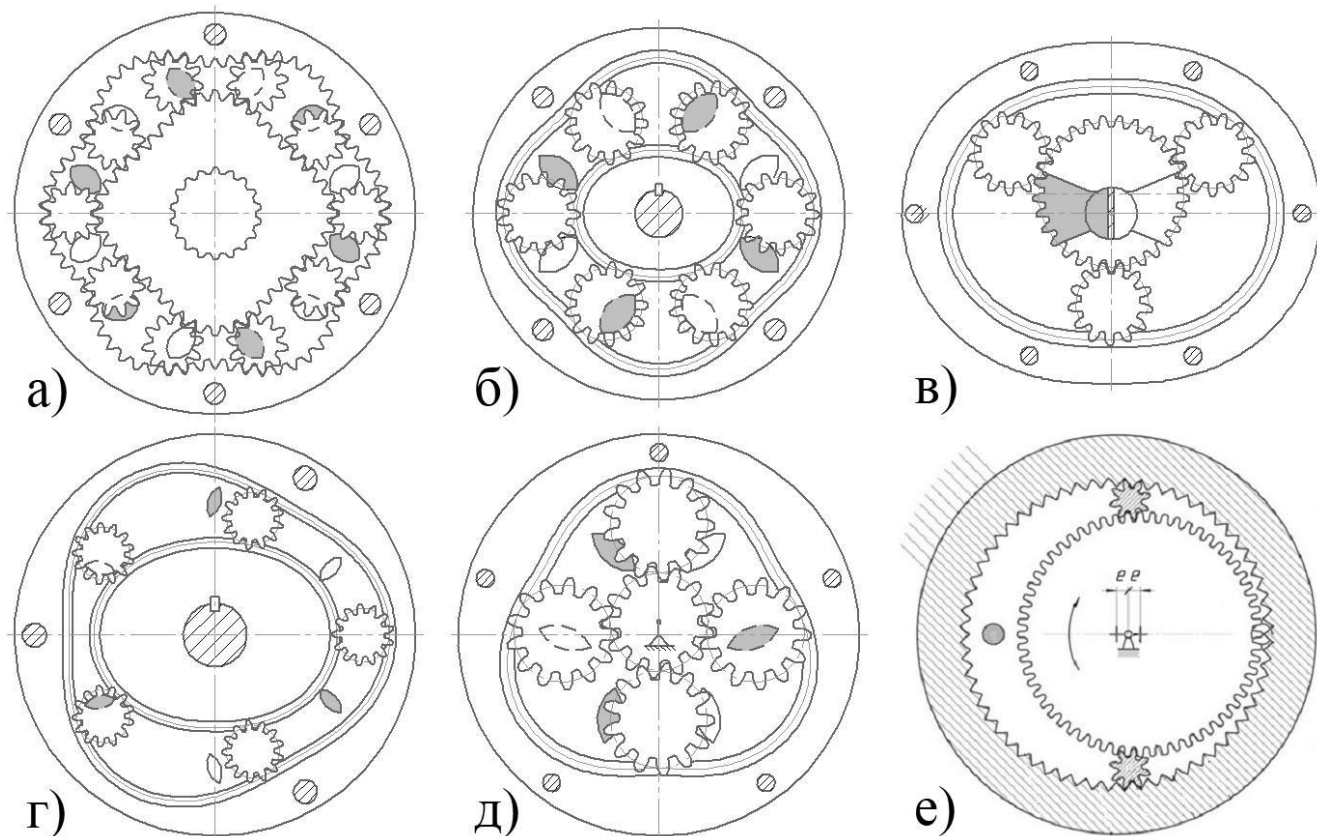
**Во введении** обоснована актуальность проведённого исследования, сформулированы цели и задачи диссертационной работы, её научная новизна, практическая ценность, объект и предмет исследования, основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе**, вначале, выполнен обзор известных кинематических схем и конструкций объёмных гидромашин. Особое внимание уделено планетарно-роторным гидромашинам (ПРГМ), характерные схемы которых показаны на рис. 1. Авторами основных конструкций ПРГМ были Dock Herman, Bohdan Sieniawski, Ан И-Кан, Н.И Костиков, Г.Ю. Волков и др.

Классифицируя схемы ПРГМ исследователи Ан И-Кан и Zhang Quan, в первую очередь, указывали соотношение  $M \times N$  – количества волн солнечной



шестерни М и эпицикла N. За рамками этой классификации оставались признаки характера движения ведущего звена и расположение каналов подачи среды. Недостаточное понимание вопроса о месте, которое занимают ПРГМ среди других объемных гидромашин вызывало сомнение по поводу самого термина «планетарно-роторные гидромашин (ПРГМ)». Отсутствовал комплексный анализ технических возможностей тех или иных схем.



**Рис. 1. Основные известные схемы ПРГМ**

При проектировании и изготовлении ПРГМ основную проблему представляет профилирование некруглых зубчатых колес. В главе рассмотрены работы, касающиеся исследования некруглых колес зубчатых передач, авторы которых перечислены выше (в разделе – степень разработанности темы). Подробно проанализированы труды Ан И-Кана, Г.Ю. Волкова и др., непосредственно посвященные проектированию ПРГМ.

В результате анализа состояния вопроса были сформулированы задачи исследования, указанные выше.

**Во второй главе** предлагается усовершенствованная систематика ПРГМ, а также уточняется место, которое ПРГМ занимают среди прочих объемных гидромашин, с точки зрения структуры их рабочих механизмов.

Для ответа на вопрос о месте ПРГМ использовался подход, предложенный Г.Ю. Волковым, согласно которому в основу классификации объемных гидромашин положены структурные признаки плоской кинематической цепи,

ограничивающей рабочую камеру. Главный признак – первый уровень (класс) – это количество тел, образующих замкнутый контур. Второй уровень (семейство) – это состав (набор) кинематических пар (а точнее элементов контакта), составляющих контур. Виды кинематических пар плоских механизмов: высшая, вращательная, поступательная. Соответственно, в плоских сечениях элементами контакта будут: точка «Т», окружность «О», прямая «П». В одноконтурных цепях число кинематических пар равно числу звеньев. Таким образом, набор элементов контакта, например ТТТТ, означает, что гидромашина имеет рабочие камеры, ограниченные четырьмя звеньями, контактирующими между собой по линиям. Основные, используемые на практике, объемные гидромашины вошли в таблицу 1.

**Таблица 1. Классификации объемных гидромашин с плоскими кинематическими цепями по структурным признакам их рабочих камер**

Число тел в контуре (класс)	Семейство	Примеры	Винтовые аналоги
2	ПП	Поршневые (плунжерные), аксиально- и радиально-поршневые	
	ОО	Поворотные	
	ТТ	Героторные, Ванкеля, спиральные	1-но винтовые
3	ПОТ	Ротационные картерные	
	ПТТ	Ротационные картерные	
	ООТ	Шестеренные, кулачковые, когтевые	2-х и 3-х винтовые
	прочие	...	
4	ППТТ	Шибберные (лопаточные)	
	ООТТ	Роторно-лопастной	
	ОООО	Роторно-лопастной	
	ТТТТ	ПРГМ и др.	
	прочие	...	
Более 4-х (примеры)	ОТТТТ	Насос с плавающими сателлитами	
	ТТТТТТ	Роторно-поршневая машина	

Такая классификации позволяет, в частности, уточнить использование термина «ПРГМ». На практике планетарно-роторными называют не только гидромашин семейства ТТТТ, но и героторные машины, относящиеся к семейству ТТ. Достаточным (исчерпывающим) указанием на наш объект будет являться термин планетарно-роторные гидромашин с плавающими сателлитами,

однако для краткости, далее по тексту будем продолжать использовать обозначение ПРГМ.

За основу систематики схем внутри семейства ПРГМ была положена классификация исследователей Ан И-Кан, Zhang Quan, а именно соотношение волн центральных колес  $M \times N$ . Но она была дополнена признаком характера движения ведущего звена: **R** – чисто вращательное (ротационное) движение, **P** – планетарное движение, **C** – сложное движение. Дополнительно целесообразно указать остановленное звено – индекс «f», а также звено, содержащие каналы – индекс «k». Так, например, согласно принятым выше правилами, гидромашину, показанную на рис. 1 б, нужно обозначить следующим образом:  $2 \times 4_f^k - R$ .

Используя такую классификацию, все схемы ПРГМ той сложности, которая имеет практическое значение, можно свести в таблицу 2. Отметим, что в таблице 2 схемы объединены в группы в зависимости от трех уровней параметров  $M$  и  $N$ :  $1, i$  и  $j$ , связанных между собой соотношением  $1 < i < j$ .

**Таблица 2. Упорядоченное перечисление ПРГМ**

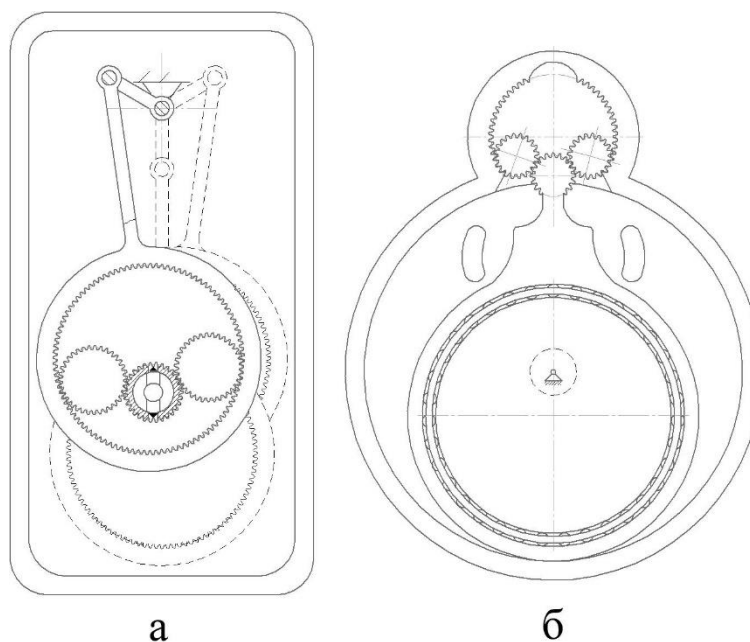
Группы	Схемы	Патент	Группы	Схемы	Патент
$i \times j - R$	$2 \times 4_f^k - R$	RU 2137943 (рис. 1 б)	$i \times 1 - P$	$2 \times 1_f^k - P$	WO 0166948
	$3 \times 4_f^k - R$	DE 3542913		$3 \times 1_f^k - R$	
	$3_f^k \times 4 - R$	US 3852002	$1 \times 1 - P$	$1 \times 1_f^k - P$	RU 2445512*
	$4 \times 6_f^k - R$	US 6230823 (рис. 1 а)			
	$6^k \times 8_f^k - R$	US 6230823	$1 \times 1 - C$	$1_f^k \times 1 - C$	RU 104645* (рис. 2 а)
		$1 \times 1_f^k - C$		RU 108507* (рис. 2 б)	
$1 \times j - R$	$1^k \times 2_f - R$	SU 861734 (рис. 1 в)	$1 \times 1 - R$	$1 \times 1_f^k - R$	RU 2513057 (рис. 1 е)
	$1 \times 2_f^k - R$	CN 1077244			
	$1 \times 3_f^k - R$	US 1087735 (рис. 1 д)	$i \times 1 - R$	$2 \times 2_f^k - R$	RU 144306
		$3 \times 3_f^k - R$		RU 144306	

\*) – патенты с участием автора.

На рис. 2 приводятся две вытекающие из классификации новые схемы гидромашин, которые запатентованы с участием автора.

Поскольку первоначально поставленная задача заключалась в исследовании именно планетарных гидромашин, схемы группы «С» далее не рассматриваются. А с учетом того, что схемы группы «P» имеют существенно более сложную конструкции, чем схемы группы «R», далее в работе преимущественное внимание

уделено ПРГМ с чисто вращательным движением подвижного звена, т.е. группе «R».



а –  $1_f^k \times 1 - C$  (RU 104645);      б –  $1 \times 1_f^k - C$  (RU 108507)

**Рис. 2. Гидромашины со «сложным» движением ведущего звена**

**Третья глава** посвящена методологии геометрического расчёта некруглых зубчатых звеньев ПРГМ. За основу принят подход Г.Ю. Волкова, при котором вначале производится выбор траекторий центров сателлитов.

Предлагаемая методика состоит из четырех этапов:

*На первом этапе*, исходя из заданных чисел волн  $M$  и  $N$ , по разработанному алгоритму рассчитываем числа зубьев  $Z_1, Z_2, Z_3$ , коэффициенты смещения  $X_1, X_2, X_3$  и межосевое расстояние  $a_w$  «исходного круглозвенного» планетарного механизма.

*На втором этапе* выбираем траектории центра сателлита в его движении относительно некруглых центральных колес. Эти траектории в полярных координатах представляют собой циклические функции:

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_0(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1)); \quad (1)$$

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{r}_0(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)), \quad (2)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  – радиус-векторы траекторий сателлитов относительно солнечной шестерни и эпицикла соответственно (рис. 3);  $r_0$  – радиус расчетной окружности ( $r_0 = a_w$ ), в которую вырождаются обе траектории при  $k_H = 0$ ;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – текущие углы в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями солнечного колеса и эпицикла;  $k_H$  – коэффициент «некруглости» траекторий. Этот

коэффициент влияет на производительность гидромашины. Его максимальная величина ограничена условием удержания сателлита (углом  $\lambda$ , см. рис. 4).

Угол удержания сателлита  $\lambda$  зависит от допускаемого угла давления  $\alpha$  в контакте и угла зацепления  $\alpha_\omega$  (рис. 4). Решая соответствующую геометрическую задачу, составили систему уравнений, связывающую угол удержания  $\lambda$  и коэффициент «некруглости»  $k_H$  с текущим углом поворота  $\varphi$ . После численной обработки результатов расчётов получили аппроксимирующую зависимость:

$$k_H = \frac{k_a \cdot \lambda_{\max}^\circ}{M + N}, \quad (3)$$

где  $k_a$  – эмпирический коэффициент,  $k_a=0,018$  (1/градус);  $\lambda_{\max}$  – максимальный угол удержания сателлита. Для большинства ПРГМ расчетную величину этого угла рекомендуется принимать в диапазоне  $\lambda_{\max}=35^\circ \div 45^\circ$ .

Второе условие, определяющее величину коэффициента  $k_H$  – отсутствие касания вершин зубьев сателлитов и центральных колес:

$$k_H \leq \frac{2(Z_3 + 2X_3 - 2,5)}{Z_1 + Z_2}. \quad (4)$$

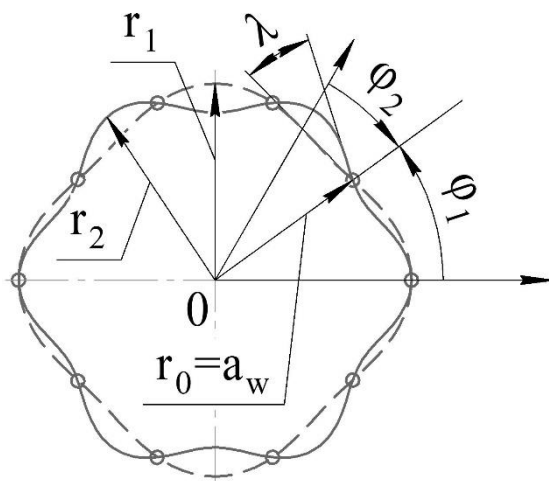


Рис. 3. Траектории центра сателлита

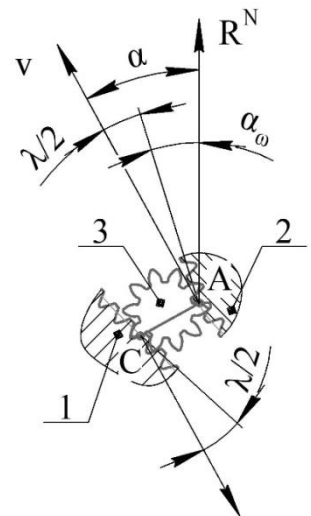


Рис. 4. Угол давления в зацеплении ПРГМ

На третьем этапе выполняется расчет положений центра сателлита на траектории, заданной уравнениями (1) и (2), а также углов  $\varphi_{3G}$  его поворота относительно данного центрального колеса. Угол  $\varphi_{3M}$  поворота сателлита относительно центрального колеса 1 (солнечной шестерни) определяем по формуле:

$$\varphi_{3M} = \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right) \cdot \xi_1 \cdot \int_0^{\varphi_1} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_H \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1, \quad (5)$$

а угол  $\varphi_{3N}$  поворота сателлита относительно колеса 2 (эпицикла) – по формуле:

$$\varphi_{3N} = \left(1 - \frac{Z_2}{Z_3}\right) \cdot \xi_2 \cdot \int_0^{\varphi_2} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_H \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2, \quad (6)$$

где коэффициенты  $\xi_1$  и  $\xi_2$ , учитывающие изменение длины соответствующей центральной траектории по сравнению с длиной центральной окружности исходного круглозвенного механизма, имеют вид:

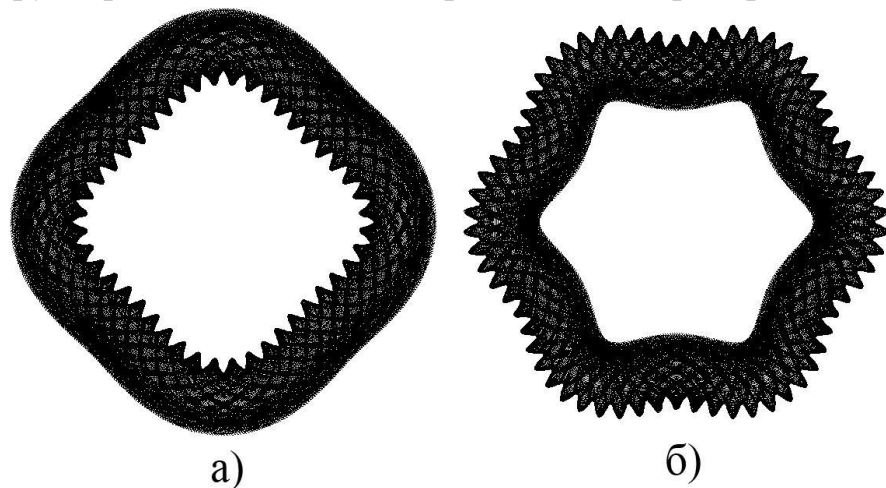
$$\xi_1 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_H \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1}; \quad (7)$$

$$\xi_2 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_H \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2}. \quad (8)$$

С помощью математического программного обеспечения для каждого из некруглых центральных колес ПРГМ создаем массивы параметров:  $\varphi_1, r_1, \varphi_{3M}; \varphi_2, r_2, \varphi_{3N}$ .

На четвертом этапе контуры венцов некруглых центральных колес (рис. 5), получаем графически, как огибающие последовательных положений сателлита.

Преимуществом разработанной методики является то, что она позволяет выполнить геометрический расчет ПРГМ с использованием общедоступного математического программного обеспечения, не требует промежуточных графических построений, измерений и корректировок. Пользуясь этой методикой, проектирование планетарных роторных насосов и гидродвигателей смогут выполнить конструкторы любого машиностроительного предприятия.



а – солнечного колеса; б – эпициклического колеса

**Рис. 5. Изображение семейства кривых профиля зубьев ПРГМ**

**Четвёртая глава** посвящена разработке методик расчета ПРГМ по характерным критериям качества, а также сравнительному анализу схем по этим критериям. Рассматривались критерии: а) определяемые геометрией рабочих

камер – средняя производительность ( $S'_{W\Sigma}$ ), пульсация подачи среды ( $\Delta_Q$ ), остаточные объемы ( $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия); б) характеризующие сечения каналов, выполненных в том или ином звене; в) связанные с действующими силами – механический КПД и нагрузочная способность (предельное давление  $p_{\max}$  среды).

Критерии первой и второй групп в итоге были приведены к относительным величинам (отнесены к площади, заключенной внутри венца эпицикла, которая определяет габариты ПРГМ). Выведены приближенные формулы, позволяющие рассчитать значения критериев, не прибегая к графическим построениям. Результаты расчётов сведены в таблицу 3.

**Таблица 3. Критерии, влияющие на характеристики расхода ПРГМ типа «R»**

Схемы	Симметрия	Производительность		Коэфф. $\varepsilon$	Сечение каналов (относительное)	
		За один оборот ротора	Пульсация, $\pm\%$ (через N)		Торец N	Торец M
1×2	«-»	0,41	17	3,45	0	0,2
1×3	«-»	0,22	7	1,9	0,19	1
2×3	«-»	0,60	7	3,9	0,04	0,18
3×4	«-»	0,66	4	4,05	0,07	0,2
2×4	«+»	0,41	17	2,35	0,29	0,8
4×6	«+»	0,59	7	2,5	0,41	0,9
6×8	«+»	0,63	4	2,55	0,51	1
1×1	«-»	0,19	50	3,2	0,03	0,03
2×2	«+»	0,38	50	3,5	0,05	0,05
3×3	«+»	0,57	50	3,75	0,08	0,08

Сравнительная расчетная оценка механического КПД (учитывались только потери в зацеплениях) показала, что при постоянном коэффициенте трения  $f_{\text{тр}}=0,1$  КПД мало зависит от схемы ПРГМ и составляет  $0,87 \div 0,93$ .

Нагрузочная способность ПРГМ рассчитывалась в основном по методике, изложенной Ан-И-Каном. На предельное давление, которое выдерживает ПРГМ по условиям прочности зубьев, главное влияние оказывает их материал. В случае стальных зубчатых колес лимитирует контактная прочность  $[\sigma]_H$ . Давление среды  $p=30$  МПа – это предел который можно получить на лучших сталях в течение короткого времени. На любых сталях в течение «бесконечно» длительного времени предельное давление не может превышать 10 МПа. Давления в ПРГМ с полимерными зубчатыми колесами ограничено изгибной прочностью  $[\sigma]_F$  зубьев.

Зубчатые колёса из капролона при длительной работе способны выдержать давление  $0,8 \div 1$  МПа. При корректно выполненном геометрическом проектировании конкретная схема ПРГМ оказывает сравнительно слабое влияние на предельное давление.

По условиям прочности вала и подшипников большие значения давления (свыше 1 МПа) способны обеспечить только симметричные схемы  $i \times j - R$  ( $2 \times 4$ ,  $4 \times 6$ ,  $6 \times 8$ ) и  $i \times i - R$  ( $1 \times 1$ ,  $2 \times 2$ ,  $3 \times 3$ ).

Наглядное представление полученных результатов сравнительного анализа схем ПРГМ с позиции их практической реализации в основных видах гидромашин дает таблица 4.

**Таблица 4. Предпочтительные области применения схем ПРГМ группы «R»**

Область применения	Лучшие	Пригодные
Для жидкостей (гидродвигатели, насосы)	$6 \times 8^k$ $4 \times 6^k$	$2 \times 4^k$ $3 \times 3^k$ ; $2 \times 2^k$ (2-х ступенчатые)
Для газов (компрессоры, вакуумные насосы)	$3^k \times 4$ $2^k \times 3$	$3 \times 3^k$ ; $2 \times 2^k$ ; $1 \times 1^k$

**Пятая глава** посвящена выбору базовых технологий, уточнению конструкций и испытаниям экспериментальных ПРГМ.

Некруглые зубчатые колеса ПРГМ были собраны из отдельных дисков, вырезанных на лазере (рис. 6). Пакетная технология дала дополнительные преимущества: снижение требований к точности зубчатых колес по углу наклона зуба и по величине осевого зазора между ротором и статором (при одинаковом суммарном зазоре, протечка жидкости через много узких щелей меньше, чем через одну широкую).

В работе показано, что ширина полосы контакта  $b_k$  на два порядка меньше толщины  $h$  дисков, поэтому краевые эффекты (рис. 7) практически не снижают нагрузочную способность пакета дисков, по сравнению с монолитной шестерней.

Испытания масляного насоса (ПРГМ) проводились на установке (рис. 8 а). Первая опытная гидромашинка была собрана по схеме  $4 \times 6$  со стальными центральными колесами. Ввиду того, что применительно к ПРГМ, лазерные технологии, использовались впервые, экспериментальной проверке подлежал широкий круг задач. Было доказано: а) конструкторско-технологическое решение в принципе работоспособно на уровне собираемости и кинематики; б) лазерная обработка зубчатых дисков обеспечивает необходимую герметичность рабочих полостей. На рис. 9 кривые 1 и 2 получены на разных этапах отладки технологии изготовления деталей ПРГМ. Из обеих кривых следует, что при определенных



(сравнительно невысоких) оборотах ротора давление в системе достигнет, значений ограничиваемых прочностью зубьев.



Рис. 6. Детали ПРГМ

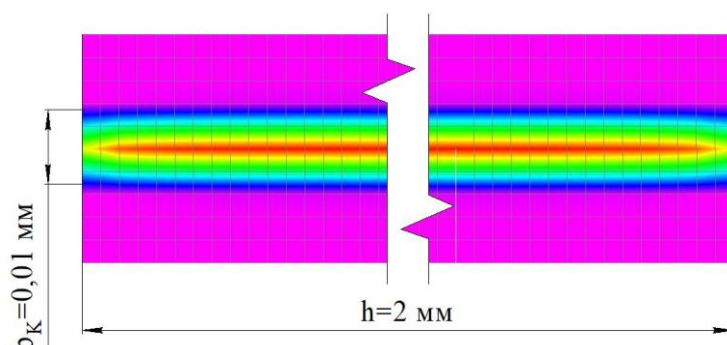
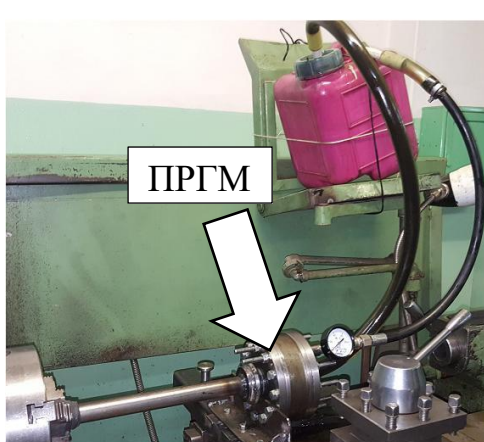
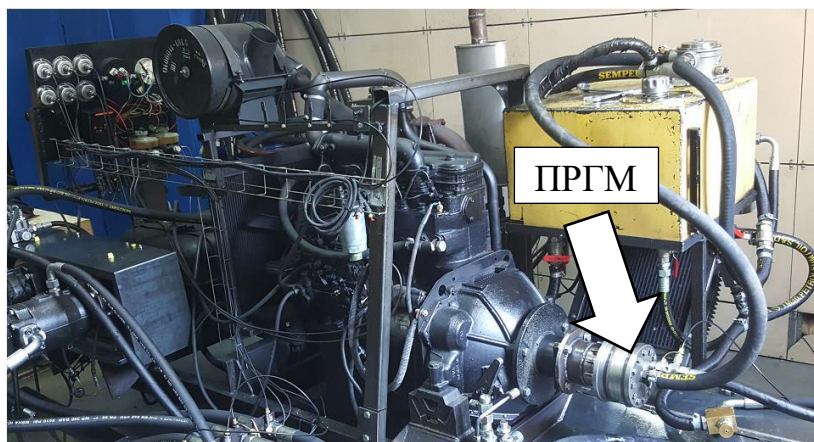


Рис. 7. Контактные напряжения на модели зуба шириной  $h=2$  мм, при  $m=1,5$  мм и  $Z_1=Z_2=10$ , полученные по МКЭ в программе «Гемар»

Отказ ПРГМ по перегрузке – разрушение стальных зубьев (см. точку 3 на рис. 9) был получен на стенде (рис. 8 б). При этом на зубьях наблюдалось заедание, быстро приводящее к их размерному износу – рис. 10 а, б.



а



б

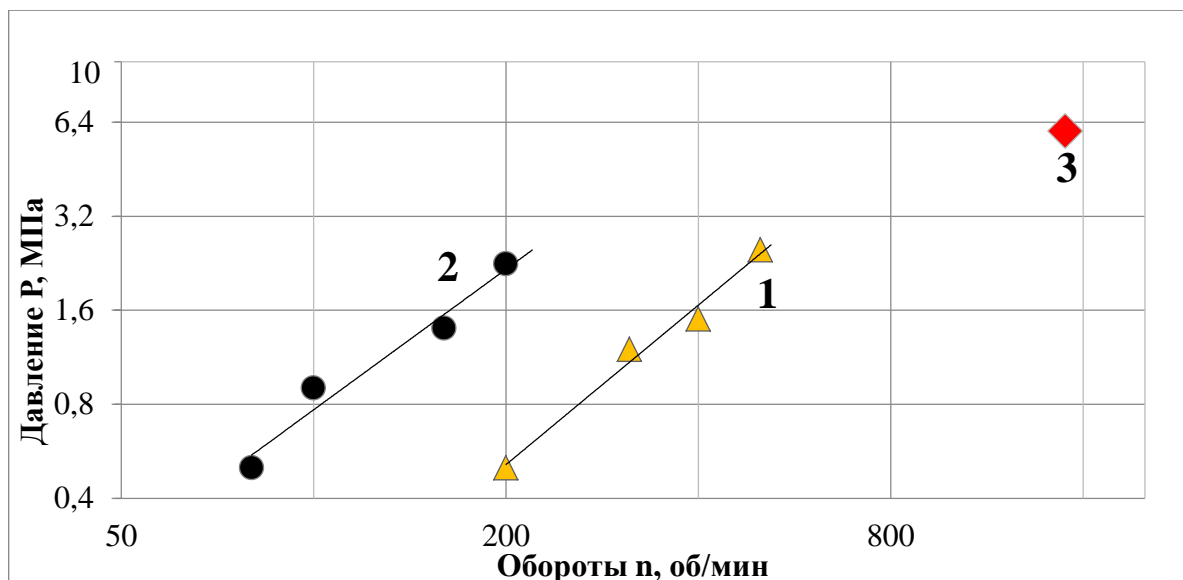
а – экспериментальная установка; б – стендовая установка

Рис. 8. Испытание ПРГМ  $4 \times 6^k - R$

Испытания моделей ПРГМ  $4 \times 6$  показали, что разработанная методика геометрического расчета зубчатых звеньев верна. Лазерная технология изготовления зубчатых звеньев обеспечивает удовлетворительную герметичность рабочих полостей. Однако прочность зубьев, выполненных из мягкой стали существенно ограничивает максимальное давление среды, что согласуется с результатами расчетов. Для производства масляного насоса или гидродвигателя рассчитанного на давление среды до 25 МПа (как на польском предприятии

«Hydromech») необходимо использовать предельно упрочнённые высококачественные стали.

Отказ капролоновых сателлитов (смятие зубьев – рис. 10 в) произошел при давлении 1,5 МПа.



**Рис. 9. Зависимость наибольшего давления (соответствующего полностью перекрытому выходному трубопроводу) от оборотов ротора**



а

б

в

**Рис. 10. Поврежденные сателлиты (а, б – сталь ст3, в – капролоновые)**

Экспериментальное исследование выполнялось также на ПРГМ 2×2 в которой центральные колеса вырезаны из полимера (рис. 11). Испытания проводились в режимах масляного и вакуумного насоса. Характеристика одноступенчатого вакуумного насоса показана на рис. 13 кривая 1. Вакуум до 0,65, это близко к расчетному максимуму 0,71 (см. кривая 3 на рис. 13) при имеющийся геометрической степени сжатия  $\epsilon=3,5$ . Заметим, что уровень вакуума от 0,5 уже востребован в ряде технических объектов: ассенизаторские машины, доильные установки и др. Тем не менее полученный в эксперименте вакуум ниже

значения 0,85, которые обеспечивают вакуумные насосы – аналоги, например роторно-пластинчатого типов УВД и КО.

Конструктивные и технологические особенности ПРГМ позволяют почти без усложнения сделать насос двухступенчатым (рис. 12 а). Испытания (рис. 12 б) такого насоса показали максимальный вакуум 0,85 (кривая 2, рис. 13).

Двухступенчатая ПРГМ 2×2 предлагается автором для внедрения в качестве вакуумного насоса коммунальной машины. Это предложение принято для доработки и освоения производства предприятием АО «Курганавторемонт».

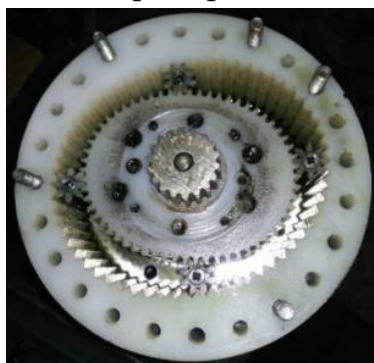


Рис. 11. ПРГМ  $2 \times 2_f^k - R$  с центральными колесами из капролона

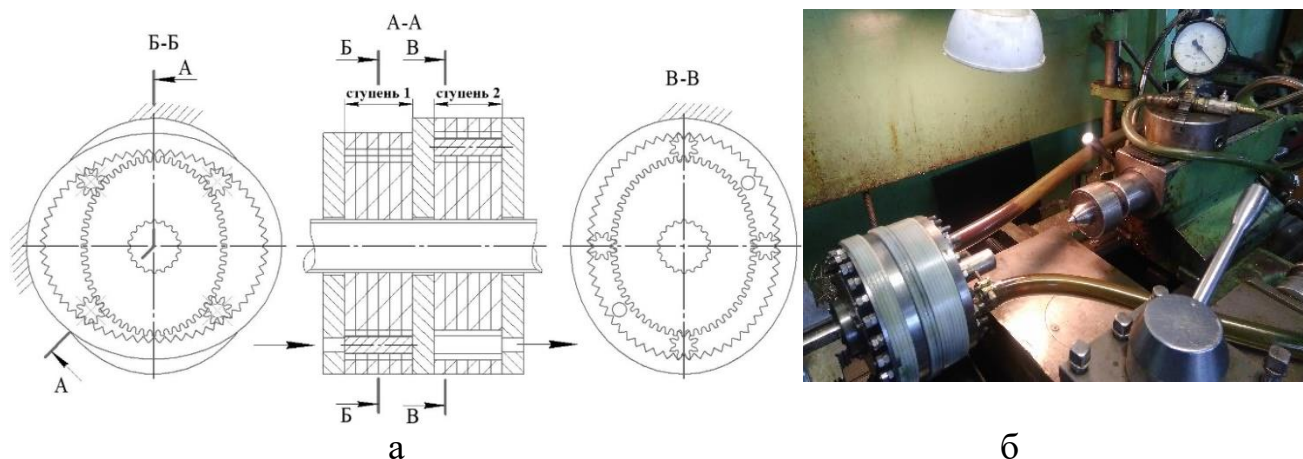


Рис. 12. Двухступенчатая ПРГМ  $2 \times 2_f^k - R$

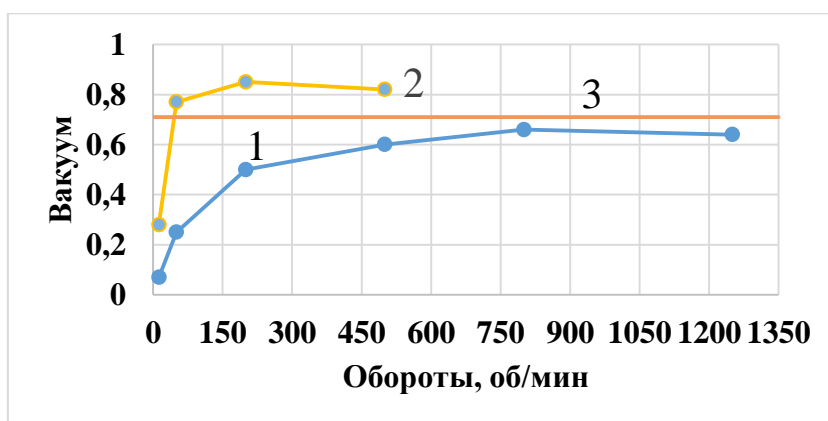


Рис. 13. Давления одно- и двухступенчатого вакуумного насоса ПРГМ 2×2 в зависимости от оборотов ротора

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана систематика схем объемных гидромашин, в частности ПРГМ, с позиции структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры. Она определила место, занимаемое ПРГМ в ряду прочих объемных гидромашин. Усовершенствована классификация структурных схем собственно ПРГМ, что позволило перечислить все возможные четырехзвенные ПРГМ с числом волн, не превышающим число 8. На основании этой классификации выявлен ряд новых схем гидромашин с плавающими сателлитами, защищенных патентами РФ.

2. Существующая методика геометрического проектирования зубчатых звеньев ПРГМ, включающая этапы: получения центровых траекторий сателлитов; определения положений сателлитов на этих траекториях; получения профилей центральных колес, усовершенствована в двух пунктах: 1) для выбора показателя  $k$  «некруглости» траектории центральной точки сателлита выведена аналитическая зависимость и предложена упрощенная аппроксимирующая формула, связывающая величину этого коэффициента с допустимым углом  $\alpha$  давления в зацеплении; 2) на этапе определения угловых положений сателлитов для определения коэффициентов  $\xi$  выведены аналитические формулы. Оба усовершенствования исключили необходимость промежуточных графических построений.

3. Разработаны упрощенные методики расчетов различных схем ПРГМ по важнейшим критериям: производительность, площадь сечений каналов. Проведен сравнительный анализ схем по критериям: производительность; пульсация потока; геометрическая степень сжатия; площадь сечений каналов; предельное давление среды; механический КПД. Установлено, что наиболее подходят для использования в качестве насосов для несжимаемых жидкостей и гидродвигателей схемы  $4 \times 6$ ,  $6 \times 8$ , а для пневмомашин, в частности, вакуумных насосов схемы  $2 \times 3$ ,  $3 \times 4$ ,  $2 \times 2$ ,  $3 \times 3$ . Механический КПД мало зависит от схемы ПРГМ. Предельное давление среды ограничено прочностью зубьев, которая в большей степени зависит от их материала и в меньшей степени – от схемы ПРГМ. Для любых сталей при неограниченно-длительном времени работы машины это давление не может превышать 10 МПа. Указываемые польской фирмой «Гидромех» давление 25 МПа может быть достигнуто только на предельно упрочненных сталях и работе на ограниченном ресурсе.

4. Разработаны конструкции ПРГМ, адаптированные к применению лазерной технологии. Доказано, что собранные в пакет зубчатые диски, например, толщиной 2 мм, практически не снижают прочность зубчатых колес гидромашин. Предложены конструкции, обеспечивающие снижение пульсации потока рабочей среды.

5. Проведенные экспериментальные исследования и стендовые испытания гидромашин подтвердили принципиальную работоспособность новых схем ПРГМ и корректность разработанной методики геометрического расчета некруглых зубчатых звеньев. Пакетная, лазерная технология изготовления зубчатых колес из стали и полимеров обеспечивает приемлемую герметичность рабочих камер. Предельное давление среды, которое выдержали стальные зубья при кратковременных испытаниях, более чем в 3 раза превышает расчетное давление, соответствующее длительной работе ПРГМ. Зубчатые колеса из пластика при кратковременных испытаниях также выдержали расчетное давление среды, но при длительных испытаниях термическое расширение пластикового ротора приводило к существенному увеличению трения по его торцам.

6. Предложенная в результате исследования принципиальная конструкция двухступенчатого вакуумного насоса 2×2, обеспечившая вакуум 0,85, принята к доработке и внедрению на предприятии АО «Курганавторемонт».

Дальнейшая разработка темы исследования будет заключаться в модификации кинематических схем и конструкций ПРГМ в направлении минимизации остаточных объемов рабочих камер для использования в пневмомашин, в первую очередь, в вакуумных насосах.

#### **Основные положения диссертации опубликованы в работах:**

*Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК:*

1. Горбунов М.В. Выявление оптимального числа волн планетарной роторной гидромашин по критерию производительности / М.В. Горбунов, **В.В. Смирнов** // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Ижевск. – 2017. № 2 (20). С. 35-37.

2. Волков Г.Ю. Систематика механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Вестник машиностроения. Москва. – 2018. № 1. С. 44-50.

3. Волков Г.Ю. Синтез центроид планетарных роторных гидромашин по заданному углу «невыпадения» сателлитов. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 4. С. 6-11.

4. **Смирнов В.В.** Расчет и сравнительная оценка сечений каналов в торцевых стенках планетарных роторных гидромашин. / В.В. Смирнов // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 6 (255). С. 15-20.

5. Волков Г.Ю. Повышение производительности планетарных роторных гидромашин путем последовательной сборки однотипных секций. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2018. № 5. С. 195-200.

6. Волков Г.Ю. Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашины. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов**, М.В. Горбунов // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 9 (258). С 32-37.

7. Волков Г.Ю. Повышение надежности и снижение пульсации расхода планетарных роторных гидромашин с последовательно соединенными секциям. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2018. Том 19, № 9 (218) – С 387–390.

8. Волков Г.Ю. Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов**, Д.В. Фадюшин // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2020. № 2 – С. 86–90.

9. Волков Г.Ю. Классификация схем объемных гидромашин по типам плоских кинематических цепей, ограничивающих их рабочие камеры. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Научно-технический и производственный журнал «Вестник машиностроения». – Москва: Изд-во «Инновационное машиностроение», 2021. № 1 – С 20-27.

*Патенты на изобретения и полезные модели:*

10. Пат. 104645 РФ МПК F04B19/20, F04C2/08. Шестеренная гидромашинa. / Волков Г.Ю., **Смирнов В.В.**; Курганский государственный университет. – 2010144722; заявл. 01.11.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14

11. Пат. 108507 РФ МПК F04C2/00, F04C18/00. Гидромашинa. / Волков Г.Ю., **Смирнов В.В.**; Курганский государственный университет. – 2011114632; заявл. 13.04.2011; опубл. 20.09.2011, Бюл. №26.

12. Пат. 2445512 РФ МПК F04C2/08, F04C2/14. Роторная гидромашинa. / Волков Г.Ю., **Смирнов В.В.**; Курганский государственный университет. – 2010117961; заявл. 04.05.2010; опубл. 10.11.2011, Бюл. №31.

13. Пат. 2442907 РФ МПК F04C2/08. Шестеренная гидромашинa. / Волков Г.Ю., **Смирнов В.В.**; Курганский государственный университет. – 2010138757; заявл. 20.09.2010; опубл. 20.02.2012, Бюл. №5.

14. Пат. 135021 РФ МПК F04C2/08, F04C2/14. Роторная гидромашинa. / Волков Г.Ю., Курасов Д.А., **Смирнов В.В.**; Курганский государственный университет. – 2012151086; заявл. 28.11.2012; опубл. 27.11.2013, Бюл. №33.

*Научные статьи, опубликованные в журналах, индексируемых Scopus:*

15. Gleb Volkov Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. / Gleb Volkov, **Vladimir Smirnov** // MATEC Web of Conferences. ICMTMTE 2018 – 2018. vol.224. no. 02083.

16. **V.V. Smirnov** Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. / V.V. Smirnov, G.U. Volkov // Journal of Physics: Conference Series 1210, 012131 – 2019.

17. G.Yu. Volkov Estimation and ways of mechanical efficiency upgrading of planetary rotary hydraulic machines. / G.Yu. Volkov, **V.V. Smirnov** and M.A. Mirchuk // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 709 (2020) 022055 doi:10.1088/1757-899X/709/2/022055.

*Прочие научные статьи и материалы докладов:*

18. **Смирнов В.В.** Кинематические схемы гидрообъемных машин, содержащих зубчатое зацепление. / В.В. Смирнов // Природа. Техника. Общество. Культура. Сборник научных трудов аспирантов и соискателей Курганского государственного университета. Вып. 11. – Курган – 2009. С. 17–19.

19. **Смирнов В.В.** Сравнительный анализ схем шестеренных гидрообъемных машин планетарного типа. /В.В. Смирнов // Природа. Техника. Общество. Культура. Сборник научных трудов аспирантов и соискателей Курганского государственного университета. Вып. 12. – Курган : Изд-во Курганского гос. ун-та – 2010. С. 22–24.

20. Волков Г.Ю. Параметрические соотношения в планетарных механизмах для гидрообъемных машин. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Вестник Курганского государственного университета. – Серия «Технические науки». Курган : Изд-во Курганского гос. ун-та – 2010. № 17. С. 3-5.

21. Волков Г.Ю. Разработка схем объемных гидромашин, построенных на базе планетарного механизма с аномальной подвижностью звеньев. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Материалы Международной научно-технической конференции «Инновационные технологии в автоматизированном машиностроении и арматуростроении». Курган. – 2010. С. 184-187.

22. **Смирнов В.В.** Кинематический анализ роторного планетарного механизма с плавающими сателлитами. / В.В. Смирнов // Природа. Техника. Общество. Культура. Сборник научных трудов аспирантов и соискателей Курганского государственного университета. Вып. 13. Курган — 2011. С. 27–28.

23. **Смирнов В.В.** Определение рациональных параметрических соотношений планетарного механизма роторной гидромашин. / В.В. Смирнов // Актуальные проблемы современной науки и практики: Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию транспортного образования в Зауралье и 55-летию Уральского государственного университета путей сообщения – Курган : Изд-во Курганского гос. ун-та – 2011. С. 141-143.

24. Волков Г.Ю. Зубчатые механизмы, обладающие аномальной подвижностью. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Вестник Курганского

государственного университета. – Серия «Технические науки». Курган – 2011. №1(20). С. 3-6.

25. **Смирнов В.В.** Новая гидромашина объемного вытеснения. / В.В. Смирнов // Вестник Курганского государственного университета. – Серия «Технические науки». Курган – 2011. № 20. С. 18-19.

26. Волков Г.Ю. Классификация рабочих механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // В сборнике: Методы механики в решении инженерных задач Материалы I Всероссийской научно-практической конференции. 2017. С. 7-10.

27. Волков Г.Ю. Кинематические и функциональные особенности объемных гидромашин с планетарным движением ротора и сателлитов. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов** // Вестник Курганской ГСХА . Курган. – 2017. №3(23) С. 61-65.

28. Волков Г.Ю. Расчет относительной производительности планетарных роторных гидромашин. / Г.Ю. Волков, **В.В. Смирнов**, М.В. Горбунов // Вестник Курганского государственного университета. Курган – 2017. – №2 . – С. 28-31.

29. **Смирнов В.В.** Расчет и конструктивные способы увеличения каналов подачи планетарных гидравлических машин. / В.В. Смирнов, Г.Ю. Волков // Динамика систем, механизмов и машин. Омский государственный технический университет. Омск. – 2018. – Том 6 №1. – С. 113-118.

Научное издание

Смирнов Владимир Викторович

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА  
МЕХАНИЗМОВ ПЛАНЕТАРНЫХ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН С  
ПЛАВАЮЩИМИ САТЕЛЛИТАМИ

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Подписано к печати ___.___.2021 Формат 60×84 1/16 Заказ	Формат 60x84 1/16 Усл. печ. л. 1,0 Тираж 100 экз.	Бумага тип. № 1 Уч. – изд. л. 1,0 Бесплатно
--	---	---

РИЦ Курганского государственного университета,  
640020 г. Курган, ул. Советская, 63 ст4.  
Курганский государственный университет