

05.04.02
К483

КОНТРОЛЬНАЯ
СИСТЕМА

На правах рукописи

Клементьев Вадим Вениаминович

**КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА
НЕТРАДИЦИОННОЙ БЕСКРИВОШИПНОЙ
ПОРШНЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ МАШИНЫ**

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

KL

Челябинск

2002

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания».

Научный руководитель – заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Шароглазов Б. А.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Кукис В. С.;
кандидат технических наук, доцент
Зайцев Л. К.

Ведущее предприятие – ГСКБД ОАО «Челябинский тракторный завод».

Защита состоится « _____ » _____ 2002 г., в _____ часов,
на заседании диссертационного совета Д212.298.09 в Южно-Уральском
государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск,
пр. им. В. И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЮУрГУ.

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

Автореферат разослан « _____ » _____ 2002 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



Жестков В. В.

Актуальность работы. В промышленности и хозяйстве нашей страны и за рубежом в качестве источников механической энергии преобладающее распространение получили поршневые кривошипно-шатунные двигатели. Это объясняется их высокой экономичностью, хорошими мощностными показателями. Однако, этим двигателям присущи и существенные недостатки: конструктивная сложность, значительное количество деталей, большое число сопряжений, работающих с трением скольжения, сложность, трудоемкость и дороговизна технологии производства. Так, себестоимость изготовления одного только кривошипно-шатунного механизма (КШМ) составляет от 30 до 40 % себестоимости двигателя в целом. В то же время вопросы улучшения технико-экономических и массогабаритных показателей поршневых ДВС за счет использования резервов, предоставляемых отличными от кривошипно-шатунной кинематическими схемами преобразующих механизмов, остаются на данный момент относительно мало разработанными как в теории, так и на практике. Именно поэтому в настоящее время в мире наблюдается постоянный и устойчивый рост заинтересованности новыми, нетрадиционными типами и схемами поршневых двигателей. В последние десятилетия ведущие автомобильные и моторостроительные компании вкладывают значительные средства в разработку новых образцов тепловых машин с оригинальными кинематическими схемами. Этими фирмами проводится работа и в направлении исследования, испытания и доводки уже известных двигателей с нетрадиционными конструктивными решениями с целью создания промышленных образцов ДВС, обладающих высокой конкурентоспособностью на рынке двигателей, автомобилей и специальной техники. Примером может служить конструктивная схема роторно-поршневого двигателя Ф. Ванкеля, который находит большое применение в практике эксплуатации. Существенно то, что преимущества значительной части ДВС нетрадиционных схем перед традиционными (кривошипно-шатунными) часто являются универсальными и могут давать положительный эффект в любой области использования. Поэтому работы по решению проблем, связанных с созданием и исследованием двигателей нетрадиционных схем (в частности, конструктивных схем бескривошипных тепловых машин) были и остаются актуальными. С решением названных проблем и связано представленное диссертационное исследование.

Цель работы. Целью диссертационной работы является создание аппарата моделирования кинематических и динамических процессов, протекающих в нетрадиционной бескривошипной тепловой машине (двигателе) и разработка на этой основе рекомендаций по конструированию и проектированию машин такого типа.

Достижение поставленной цели требует решения следующих задач:

– разработка на основании результатов анализа современного состояния вопроса, касающегося развития нетрадиционных тепловых машин, концепту-

альной конструктивной и кинематической схем нетрадиционной поршневой тепловой машины нового типа;

– изготовление опытного образца и экспериментальная проверка работоспособности механизма, положенного в основу кинематической схемы нетрадиционной машины – двигателя;

– создание математического аппарата для аналитического описания и расчетно-теоретического исследования кинематических и динамических показателей и характеристик процессов, протекающих в тепловой машине нового типа;

– разработка комплексной системы критериальных параметров для оценки динамических качеств нетрадиционной тепловой машины нового типа;

– выявление численных значений параметров, определяющих геометрические размеры и характеристики основных силовых элементов кинематической цепи нетрадиционной поршневой тепловой машины. Отыскание граничных и функциональных пределов критериальных параметров, определяющих возможность реализации рабочего цикла нетрадиционной поршневой тепловой машины.

Научная новизна. Научная новизна работы заключается в следующем: предложена классификация, позволяющая систематизировать нетрадиционные тепловые машины по ряду физико-механических критериальных признаков; предложена и защищена патентами РФ схема бескривошипной поршневой тепловой машины нового типа; разработаны математический аппарат и методика определения кинематических и динамических характеристик процессов, протекающих в бескривошипных машинах; предложена комплексная логико-математическая система, позволяющая с качественной и количественной сторон оценить степень нагруженности основных силовых элементов бескривошипных машин; выявлены закономерности, позволяющие определить границы наиболее эффективной работы механизмов бескривошипных машин нетрадиционного типа.

Практическая ценность. Практическая ценность работы состоит в том, что при использовании методик, предложенных на основании результатов, полученных в ходе проведения расчетно-теоретических исследований, созданы алгоритмы расчета и разработаны программы, а также построены графические объекты (многопараметровые номограммы – полиграфы функциональных параметров), позволяющие категориально и численно определять кинематические и динамические показатели и характеристики комплекса взаимосвязанных процессов, протекающих в бескривошипных машинах, а также параметры динамической нагруженности механизмов преобразования движения и основные технические характеристики таких машин в целом; даны практические рекомендации по выбору основных и связанных с ними функциональных параметров конструктивных схем и эксплуатационных характеристик нетрадиционных бескривошипных машин, определяемых, например, с учетом класса, назначения и области использования машины. Это позволяет при минимизации затрат времени,

сил и средств создавать работоспособные, эффективные и универсальные бескривошипные машины с заранее заданными свойствами.

Реализация работы. Результаты работы, в частности, результаты расчетно-теоретических исследований переданы ОАО «Челябинский тракторный завод» на предмет оценки перспектив научно-технических разработок по созданию бескривошипного пускового двигателя для тракторного дизеля. Математическая модель и методика расчета кинематических и динамических характеристик нетрадиционных бескривошипных машин; методика качественной и количественной оценки динамических качеств и динамической нагруженности, а также методика определения основных функциональных параметров кинематических схем механизмов бескривошипных машин используются в учебном процессе кафедры ДВС Южно-Уральского государственного университета при подготовке специалистов по профилю 1012 «Двигатели внутреннего сгорания».

Работа выполнялась при поддержке грантом Минобразования РФ по исследованиям в области транспортных наук 1998 г. (тема «Новый тип бесшатунной поршневой машины для наземного транспорта»), а также по теме «Бесшатунный двигатель (тепловой и динамический расчет)» (номер гос. регистрации 01.960.005559).

Апробация работы. Основные результаты работы обсуждались на VI-м Международном научно-практическом семинаре «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС», ВлГТУ (г. Владимир), 1997 г.; на Международной научно-технической конференции ЧВАИ (г. Челябинск), 1999 г.; на Челябинской областной научно-технической конференции, 1999 г.; на научно-технической конференции кафедры «Тракторы и автомобили» ЧГАУ (г. Челябинск), 2000 г.; на VIII-й Международной научно-практической конференции «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС», ВлГТУ (г. Владимир), 2001 г.; на юбилейной научно-технической конференции, посвященной 70-летию ЧГАУ (г. Челябинск), 2001 г.; на студенческой научно-технической конференции кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ, 1996 г.; на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (1997 – 2002 г. г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 14 печатных работ, в том числе четыре патента на изобретения, одно свидетельство на полезную модель. Два технических решения на предмет изобретения находятся в стадии рассмотрения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Диссертация изложена на 152 страницах машинописного текста, содержит 44 рисунка и 5 таблиц. Список литературных источников содержит 169 наименований.

Во Введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулирована ее цель, отражена научная новизна диссертационного исследования и указаны основные положения, представленные на защиту.

В первой главе произведен исторический обзор и анализ состояния вопроса в области создания поршневых тепловых машин нетрадиционных типов и конструктивных схем. Приведены примеры конструкций основных видов нетрадиционных тепловых машин, рассмотрены их достоинства и недостатки.

Анализ рассмотренного материала показал, что дальнейшее усовершенствование конструктивных схем нетрадиционных тепловых машин за счет удлинения кинематических цепей механизмов преобразования движения нерационально, нецелесообразно и практически невозможно в связи с серьезным усложнением конструкции, значительным снижением надежности и существенным ухудшением их характеристик. Минимальное число звеньев механизма (например, три) также создает значительные технические и технологические трудности в процессе практической реализации принципа преобразования движения, положенного в основу такого механизма. При этом нетрадиционные машины с малым числом звеньев преобразующего механизма имеют, как правило, неблагоприятные характеристики, связанные с вопросами рациональной организации процессов рабочего цикла тепловой машины, а машины с большим числом звеньев – сложную, неэффективную, нетехнологичную и ненадежную механическую часть. В связи с этим практически ни одна из конструкций нетрадиционных тепловых машин не получила распространения и не нашла практического применения.

Отмечено, что нетрадиционная бескривошипная тепловая машина, предложенная на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, исключает недостатки других нетрадиционных конструкций, сочетая в себе положительные качества, присущие как известным нетрадиционным машинам, так и тепловым машинам традиционных схем.

Предложена классификация нетрадиционных тепловых машин, систематизирующая такие конструкции по ряду критериальных признаков.

Во второй главе определена цель диссертационного исследования, сформулированы основные задачи, реализация которых позволит достигнуть поставленной цели. Представлена принципиальная схема нетрадиционной бескривошипной тепловой машины нового типа, пояснены общее устройство и принцип ее действия. Рассмотрены важнейшие преимущества бескривошипной машины. Произведены обоснование и выбор предмета и объекта исследования. Представлена конструктивная схема и приведены основные технические характеристики малоразмерной бескривошипной двухтактной тепловой машины (двигателя) с кривошипно-камерной продувкой.

На протяжении достаточно длительного времени преподавателями и сотрудниками кафедры ДВС ЮУрГУ (в том числе, при участии соискателя) ве-

дуться работы, связанные с созданием новых типов перспективных нетрадиционных поршневых тепловых машин. В основу этих разработок положен оригинальный принцип непосредственного преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное. Сущность этого принципа заключается в том, что поршню бескривошипной тепловой машины нового типа наряду с прямолинейным возвратно-поступательным движением вдоль своей оси придается дополнительно вращательное движение вокруг этой же оси, закономерно согласованное с возвратно-поступательным движением. При этом основными силовыми звеньями кинематической цепи такой поршневой машины, принимающими непосредственное участие в преобразовании прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение главного (выходного) вала, являются криволинейные, замкнутые (бесконечные), непрерывные элементы, главным функциональным назначением которых является восприятие результирующей сил давления газов и инерции и трансформация (преобразование) этого воздействия во вращающий (крутящий) момент, передаваемый на вал машины. Продольный и поперечный профили указанных элементов могут иметь различную конфигурацию, которая определяется техническими требованиями, конструктивными особенностями и функциональным назначением машины.

Принцип действия одного из вариантов бескривошипной машины (двигателя) поясняется рис. 1.

При сгорании и расширении рабочего тела газы, находящиеся в цилиндре, заставляют поршень 1 перемещаться из одного крайнего положения в другое. В процессе своего движения поршень посредством центро- или осесимметричных тел вращения 2 взаимодействует с беговой дорожкой криволинейного продольного профиля 6, выполненной, например, в корпусе машины. Закономерное согласование и синхронизация составляющих полученного таким образом сложного движения обеспечиваются соответствующим профилированием беговой дорожки. Вращательная составляющая этого движения при помощи делительного механизма 3 (включающего траверсу 5, рабочую площадку 4 и ходовые ролики 7) передается на вал 8 машины.

Основные преимущества бескривошипной машины заключаются в следующем:

- отсутствие коленчатого вала и шатунов (кривошипно-шатунного механизма), что ведет к существенному упрощению конструкции и улучшению характеристик машины (прежде всего, массогабаритных);

- возможность достаточно простой реализации практически любого допустимого способа осуществления рабочего цикла тепловой машины, в том числе цикла с продолженным расширением, в котором степень расширения рабочего тела превышает степень сжатия;

- полная самоуравновешенность конструкций со встречно движущимися поршнями и с оппозитным расположением цилиндров, что практически исключает вызываемое неуравновешенностью вибрационно-шумовое воздействие на окружающую среду на всех режимах работы машины;

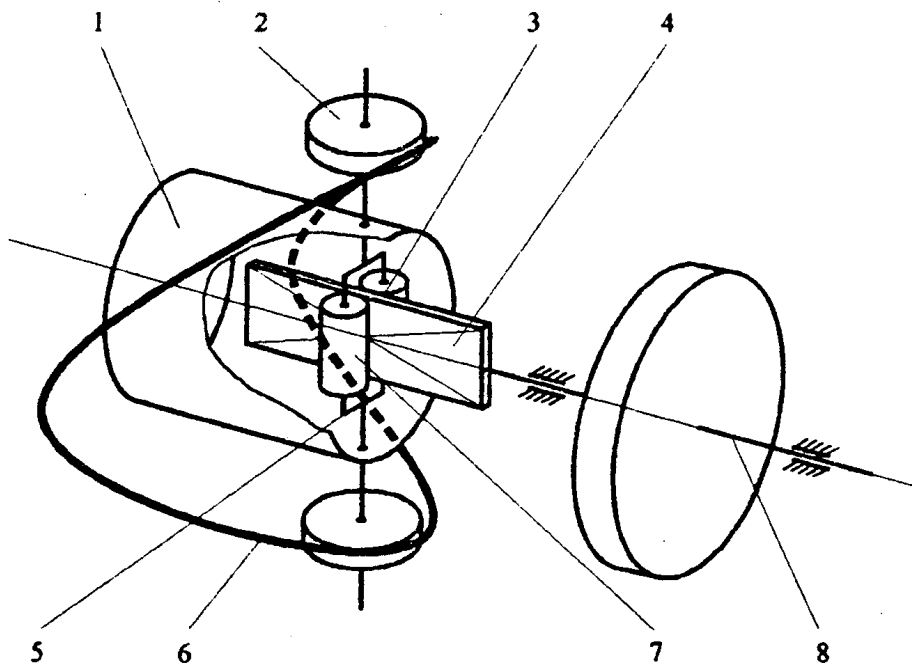


Рис. 1. Принципиальная схема нетрадиционной бескривошипной машины:
 1 – поршень; 2 – беговой ролик; 3 – делительный механизм;
 4 – рабочая площадка; 5 – траверса; 6 – беговая дорожка;
 7 – ходовой ролик; 8 – поршневой вал

– полное отсутствие боковых сил, действующих на поршень и стенку цилиндра, и сил инерции порядков выше первого, что уменьшает износ деталей, а также существенно упрощает, а во многих случаях исключает необходимость в уравнивании и повышает равномерность хода машины;

– простая конструктивная реализация высокомоментных (в том числе тихоходных) машин, что ведет к возможности снижения количества передач в трансмиссии транспортной машины (ступеней в приводе агрегата) или к полному отказу от использования редукторов между машиной (например, бескривошипным двигателем) и потребителем.

С учетом технических, технологических и финансовых факторов в качестве «материальной базы» для создания малоразмерной бескривошипной машины (двигателя) был принят двухтактный поршневой ДВС малого рабочего объема с кривошипно-камерной продувкой.

В третьей главе построена система отсчета кинематических параметров нетрадиционной бескривошипной машины; определены начальные и граничные условия математического моделирования кинематики процессов, протекающих в такой машине; получено уравнение для перемещения поршня приме-

нительно к машине с гармонической беговой дорожкой с произвольным числом периодов и на его основе уравнения для скорости и ускорения движения поршня; сформированы обобщенная и частные математические модели кинематических параметров бескривошипных машин с различными функциональными характеристиками, включающие основные уравнения для определения кинематических параметров, а также совокупность начальных и граничных условий моделирования; разработаны методика и алгоритм расчета названных параметров, а также произведен качественный сравнительный анализ кинематических зависимостей нетрадиционной бескривошипной машины (двигателя) и условного кривошипно-шатунного ДВС с шатуном бесконечной длины, который подтвердил справедливость выводов о наличии у бескривошипного ДВС ряда преимуществ перед традиционными двигателями.

Если рассматривать взаимодействие поршня тепловой машины с неподвижными элементами (звеньями) ее кинематической цепи с точки зрения функциональности изменения взаимного расположения этих элементов в процессе работы преобразующего механизма в рамках некоторой замкнутой механической системы тел (объектов взаимодействия), то эту систему можно назвать кинематической системой машины, а указанные параметры, характеризующие закономерности движения одного тела, изменяющего свое положение относительно другого тела в пространстве, – параметрами состояния данной системы. Таким образом, совокупность функциональных зависимостей параметров состояния кинематической системы от внешнего параметра (независимого аргумента), определенная в области действия некоторых начальных и граничных условий при наличии алгоритма расчета исходящих параметров системы образует математическую модель кинематической системы нетрадиционной машины нового типа.

Функциональная зависимость перемещения поршня нетрадиционной бескривошипной машины, полученная графоаналитическим методом для машины с двухпериодной гармонической беговой дорожкой преобразующего механизма, имеет вид

$$s = \frac{S}{2}(1 - \cos 2\alpha) = A(1 - \cos 2\alpha), \quad (1)$$

где S – ход поршня; α – угол поворота выходного (главного) вала машины. Скорость и ускорение движения поршня такой машины определяются выражениями

$$v = 2 \cdot \omega \cdot A \cdot \sin 2\alpha, \quad (2)$$

$$j = 4\omega^2 A \cos 2\alpha. \quad (3)$$

Графики, иллюстрирующие характер изменения кинематических параметров бескривошипной машины с двухпериодной, гармонической беговой дорожкой, представлены на рис. 2 ($\bar{\alpha}_y$ – относительный угол поворота вала).

В общем случае уравнения для перемещения, скорости и ускорения движения поршня, входящие в обобщенную математическую модель машины с

произвольной гармонической беговой дорожкой, запишутся следующим образом:

s, v, j

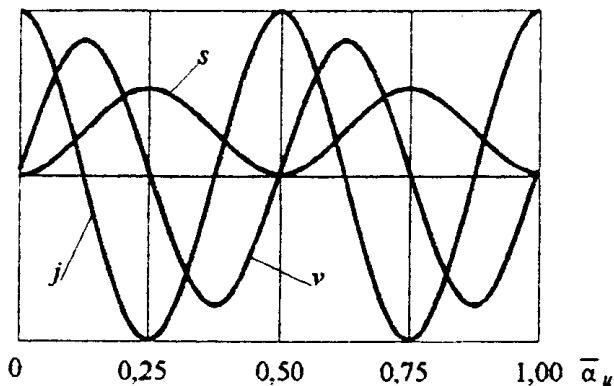


Рис. 2. Характер протекания кинематических параметров бескривошипной машины с двухпериодным преобразующим механизмом

$$s = A(1 - \cos N\alpha)$$

$$v = N\omega A \sin N\alpha, \quad (4)$$

$$j = (N\omega)^2 A \cos N\alpha.$$

Результаты качественного сравнительного анализа функциональных зависимостей кинематических параметров бескривошипной машины с двухпериодной, гармонической беговой дорожкой и соответствующих параметров двигателя традиционной схемы с бесконечно-

длинным шатуном (табл. 1) позволяют заключить, что с точки зрения улучшения технико-экономических и массогабаритных характеристик, а также по уровню использования в конструкции и реализации на практике положительных качеств, присущих бескривошипной машине нового типа, и сочетания этих достоинств с возможностью исключения недостатков, присущих традиционным ДВС, сравниваемые тепловые машины сближаются.

Таблица 1

К сравнительному анализу кинематических зависимостей бескривошипной машины нового типа и традиционного ДВС

Бескривошипная машина с двухпериодным гармоническим преобразующим механизмом	Кривошипно-шатунный ДВС с бесконечно-длинным шатуном
$s = A(1 - \cos 2\alpha)$	$s = r(1 - \cos \alpha)$
$v = 2\omega A \sin 2\alpha$	$v = r\omega \sin \alpha$
$j = 4\omega^2 A \cos 2\alpha$	$j = r\omega^2 \cos \alpha$

В четвертой главе построена система отчета динамических параметров нетрадиционной бескривошипной машины; определены начальные и граничные условия математического моделирования динамики процессов, протекающих в такой машине; получена функция угла наклона беговой дорожки к плоскости, перпендикулярной продольной оси поршня, применительно к машине с двухпериодной, гармонической беговой дорожкой; выявлены математические закономерности, позволяющие охарактеризовать по критерию работоспособности предельные границы параметров области наиболее эффективной

работы механизмов преобразования движения нетрадиционных бескривошипных машин; получены выражения для определения величин сил и моментов, действующих в механизме бескривошипной машины; произведена качественная оценка влияния основных функциональных параметров и характеристик кинематической схемы на уровень динамической нагруженности основных силовых элементов преобразующих механизмов таких машин; сформированы обобщенная и частные математические модели динамических параметров бескривошипных машин с различными функциональными характеристиками, включающие основные уравнения для определения параметров состояния (в частности, давления) рабочего тела, кинематических и динамических параметров, а также выражения, позволяющие определить положение механизма в области наиболее эффективной работы бескривошипных машин; разработаны методика и алгоритм расчета названных параметров, а также произведена оценка влияния характера закона перемещения поршня на динамические качества нетрадиционной бескривошипной тепловой машины.

Физические проявления силового взаимодействия кинематически взаимосвязанных элементов механической системы тепловой машины характеризуются наличием определенного числа параметров, на основании аналитического выявления которых возможна разработка математической модели динамических процессов, протекающих в такой машине. Совокупность указанных динамических процессов можно представить в качестве динамической системы машины. Тогда параметры, на основании которых возможна разработка математической модели данной динамической системы, будут являться параметрами состояния этой системы.

При проведении динамического расчета тепловой машины возникает потребность в определении сил и моментов, действующих в ее механизме. Для нетрадиционной бескривошипной машины это связано с необходимостью установления точного численного значения угла наклона β беговой дорожки к плоскости, перпендикулярной продольной оси поршня. Вывод функциональной зависимости угла β от угла поворота поршня α первоначально производился применительно к механизму с гармонической, двухпериодной беговой дорожкой. В результате получены следующие выражения, характеризующие величину угла β в зависимости от различных геометрических параметров кинематической схемы бескривошипной машины:

$$\beta = -\arctg \left[2 \left(\frac{S}{D_P} \right) \sin 2\alpha \right]; \quad (5)$$

$$\beta = -\arctg(2\mu_\alpha \mu_S \sin 2\alpha); \quad (6)$$

$$\beta = -\arctg(2A\mu_\alpha \sin 2\alpha), \quad (7)$$

где D_P — диаметр нормальной проекции беговой дорожки на плоскость, перпендикулярную продольной оси поршня (реактивный диаметр); $\mu_\alpha = \frac{2}{D}$ и

$\mu_S = \frac{S}{2}$ – масштабные коэффициенты соответственно горизонтальной и вертикальной трансформации беговой дорожки, определяющие изменение формы «теоретической» кривой, характеризующей беговую дорожку, в зависимости от реальных геометрических параметров преобразующего механизма.

Одной из особенностей конструктивной и кинематической схем нетрадиционной машины нового типа является то, что, например, поршень машины с выполненной на его боковой поверхности беговой дорожкой можно представить в виде объемного цилиндрического кулачка пазового типа. В качестве «толкателя» в этом случае может быть принято тело вращения (точка опоры, или беговой ролик – см. рис. 1). При этом в отличие от реальных кулачковых механизмов (в которых толкатель совершает возвратно-поступательное или качательное движение) тело вращения преобразующего механизма бескривошипной машины, выполняющее функции толкателя, не имеет возможности совершать названные виды движения, и при исключении из рассмотрения вращательного движения вокруг своей оси (или центра) остается неподвижным относительно корпуса (неподвижного элемента кинематической цепи) машины. В то же время поршню, рассматриваемому в качестве объемного цилиндрического кулачка, за счет названного отличия в функциональных характеристиках «толкателя» – тела вращения – придается наряду с возвратно-поступательным движением вдоль своей оси дополнительно вращательное движение вокруг этой же оси, которое происходит одновременно с первым движением. Таким образом, совокупность элементов кинематической цепи преобразующего механизма бескривошипной машины, непосредственно обеспечивающих преобразование движения, которая включает в себя поршень («объемный кулачок») и тело вращения («толкатель»), может быть представлена как «обращенный» («инвертированный») кулачковый механизм с роликовым (в общем случае) толкателем и объемным цилиндрическим кулачком пазового типа.

Анализируя зависимости (5), (6) и (7) можно определить, что с увеличением ходности (отношения S/D_p) машины увеличивается и угол β , то есть, тот угол, под которым на рабочую поверхность беговой дорожки действуют силы, возникающие в преобразующем механизме в процессе работы машины. Следовательно, увеличение отношения S/D_p может привести к выходу этого угла за определенные пределы, а следовательно, к нарушению условий работоспособности преобразующего механизма. Таким образом, возникает задача определения области наиболее эффективной работы преобразующего механизма по условиям работоспособности бескривошипной машины.

Результаты проведенного расчетно-теоретического исследования с использованием разработанного логико-математического аппарата позволили установить, что для обеспечения работоспособности машины ход поршня S , диаметр цилиндра D , реактивный диаметр $D_p = KD$ и число периодов беговой дорожки N должны подчиняться соотношению

$$0.577 \cdot \frac{K}{N} \leq \frac{S}{D} \leq 1.732 \cdot \frac{K'}{N}. \quad (8)$$

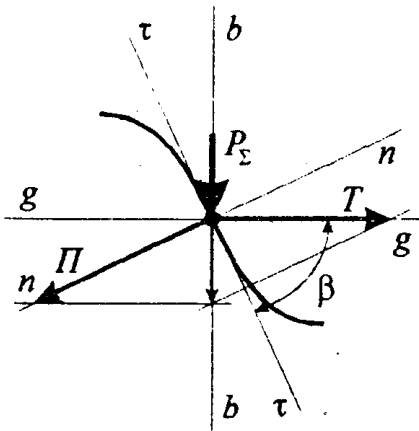


Рис. 3. Многоугольник сил, действующих в бескрейповишном ДВС

На рис. 3 представлен силовой многоугольник, характеризующий схему разложения сил, действующих в механизме бескрейповишной машины на одно тело вращения в зоне его взаимодействия с беговой дорожкой. Зная величину угла β для каждой точки беговой дорожки, названные силы в общем случае можно определить следующим образом:

$$T = \frac{T_{\Sigma}}{N} = \frac{P_{\Sigma}}{N} \operatorname{tg} \beta; \quad (9)$$

$$\Pi = \frac{\Pi_{\Sigma}}{N} = \frac{P_{\Sigma}}{N \cdot \cos \beta} = \frac{T_{\Sigma}}{N \cdot \sin \beta}, \quad (10)$$

где Π_{Σ} и T_{Σ} — соответственно нормальная и тангенциальная силы; $P_{\Sigma} = P_{\Gamma} - P_{\Pi} + P_j$ — результирующая

сила, действующая на поршень бескрейповишной машины в процессе ее работы (P_{Γ} — сила давления рабочего тела, P_{Π} — сила давления газов в подпоршневой камере; P_j — сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс механизма).

Вращающий момент, возникающий на одной точке опоры поршня при расположении всех точек опоры на одном и том же реактивном диаметре D_P (который, в частном случае, может быть равен диаметру цилиндра D) будет определяться как

$$M = T \cdot \frac{D_P}{2} = \frac{D_P}{2N} \cdot P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (11)$$

При этом индикаторный вращающий момент каждого цилиндра (при любом числе точек опоры поршня) может быть определен по формуле

$$M_{\Pi} = \sum_{i=1}^N M_i = T_{\Sigma} \cdot \frac{D_P}{2}. \quad (12)$$

В бескрейповишной машине нового типа, в отличие от традиционных машин, закон перемещения поршня полностью определяется конфигурацией продольного профиля беговой дорожки. Поэтому оценка влияния закона перемещения поршня на динамические параметры таких машин является одной из важнейших теоретических и практических задач в области их конструирования, проектирования, исследования и доводки.

Уравнения быстроты нарастания давления рабочего тела тепловой машины для процессов сжатия, сгорания и расширения образуют систему дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dp}{d\alpha} = -\frac{n_1 p}{v} \cdot \frac{dv}{d\alpha}, \text{ где } \alpha = \alpha_a \dots \alpha_y \\ \frac{dp}{d\alpha} = \frac{(k-1) \cdot q_z}{v} \cdot \frac{dx}{d\alpha} - \frac{k}{v} p \cdot \frac{dv}{d\alpha}, \text{ где } \alpha = \alpha_y \dots \alpha_z \\ \frac{dp}{d\alpha} = -\frac{n_2 p}{v} \cdot \frac{dv}{d\alpha}, \text{ где } \alpha = \alpha_z \dots \alpha_b \end{cases}$$

Объединив уравнения этой системы по α , получаем:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{p}{v} \cdot \left[\frac{(k-1)q_z}{p} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \cdot \Xi_2 - \frac{dv}{d\alpha} \cdot (n_1 \cdot \Xi_1 + k \cdot \Xi_2 + n_2 \cdot \Xi_3) \right], \quad (13)$$

где Ξ_1 , Ξ_2 и Ξ_3 – детерминирующие (определяющие) функции соответствующих процессов рабочего цикла.

Пусть

$$W_{p\alpha} = dp/d\alpha - \quad (14)$$

быстрота нарастания давления, характеризующая динамику изменения давления рабочего тела в цилиндре тепловой машины (двигателя);

$$W_{v\alpha} = dv/d\alpha - \quad (15)$$

быстрота изменения объема цилиндра;

$$W_{x\alpha} = dx/d\alpha - \quad (16)$$

быстрота изменения (нарастания) доли сгоревшего топлива.

Тогда степень влияния закона перемещения поршня на динамические параметры бескривошипных машин нового типа можно оценить посредством численного значения производной от $W_{p\alpha}$ по $W_{v\alpha}$ (кинематического дифференциала)

$$\frac{dW_{p\alpha}}{dW_{v\alpha}} = -\frac{p}{v} (n_1 \Xi_1 + k \Xi_2 + n_2 \Xi_3), \quad (17)$$

или

$$\frac{dW_{p\alpha}}{dW_{v\alpha}} = -\frac{p}{v} \cdot h, \quad (18)$$

где

$$h = \begin{cases} n_1 & \text{при } \alpha_a \leq \alpha < \alpha_y \\ k & \text{при } \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z \\ n_2 & \text{при } \alpha_z < \alpha \leq \alpha_b \end{cases} - \quad (19)$$

обобщенный показатель.

При анализе уравнения (18) можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях величина быстроты нарастания давления $W_{p\alpha}$ (или $\Delta W_{p\alpha}$) в тепловых машинах (двигателях) определенного типа (традиционная-нетрадиционная), класса (по условиям размерности), функционального назначения и области практического использования зависит от ряда факторов:

1. В традиционных ДВС – от степени технического совершенства организации термодинамических процессов и, главным образом, процесса сгорания. Различия в соответствующих значениях величины W_{va} (ΔW_{va}), предопределяемые наличием конкретного вида кривошипно-шатунного преобразующего механизма (аксальный, дезаксальный, с дополнительным шатуном т. д.), незначительны по причине практически полного конструктивного и, как следствие, кинематического и динамического подобия таких механизмов;

2. В бескривошипных машинах нового типа – от:

– степени технического совершенства организации термодинамических процессов;

– относительного изменения соответствующих значений величины W_{va} (ΔW_{va}), которое полностью определяется технической сущностью принципа преобразования движения, положенного в основу конструктивной схемы и, как следствие, способом конструктивного решения кинематической схемы механизма преобразования движения.

Для того, чтобы численно охарактеризовать степень влияния формы беговой дорожки на динамические качества бескривошипных машин, предложен параметр динамичности нагружения преобразующего механизма

$$D = \left| \frac{dW_{pa}}{dW_{va}} \right|, \quad (20)$$

который можно представить в виде произведения двух составляющих:

$$D = \Pi_T \cdot \Pi_K, \quad (21)$$

где

$$\Pi_T = \frac{p \cdot h}{v_a} - \quad (22)$$

параметр тепловой (термодинамической) нагруженности механизма;

и

$$\Pi_K = \Omega_V^{-1} - \quad (23)$$

параметр конструктивной, или кинематической (то есть, определяемой особенностями организации кинематической схемы машины) нагруженности механизма; при этом

$$\Omega_V = \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \Omega_s \right) - \quad (24)$$

кинематическая функция изменения объема цилиндра бескривошипной машины;

$$\Omega_s = \frac{s}{S} - \quad (25)$$





кинематическая функция перемещения поршня бескривошипной машины.

Основные характеристики некоторых форм продольных профилей беговых дорожек преобразующих механизмов, использованных в ходе выполнения

расчетно-теоретических исследований нетрадиционных бескривошипных тепловых машин, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Некоторые формы продольных профилей беговых дорожек нетрадиционных бескривошипных тепловых машин

Тип профиля	Аналитические соотношения, характеризующие форму профиля	Форма профиля
Синусоидальный равномерный (симметричный)	$s = A(1 - \cos \alpha)$ $A = \frac{S}{2}$	
Синусоидальный неравномерный (несимметричный)	$s_i = A \left(1 - \cos \frac{\alpha_i}{K_i} \right)$ $\beta_i = -\operatorname{arctg} \left(\frac{S}{D_i} \sin \alpha_i \right)$ $\beta_{\max i} = -\operatorname{arctg} \frac{S}{D_i}$ $K_i = D_i / D$ $i = 1; 2$	
Прямолинейный равномерный	$s = \mu_\alpha \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \alpha + C$ $s_1 = S \left(1 - \frac{\alpha_1}{180} \right)$ $s_2 = S \left(\frac{\alpha_2}{180} - 1 \right)$	
Прямолинейный неравномерный	$s_1 = S \left(1 - \frac{\alpha_1}{180 \cdot K_1} \right)$ $s_2 = \frac{S}{180 \cdot K_2} \cdot \alpha_2$ $K_2 = \frac{S}{D} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \operatorname{tg} \beta_1}$ $K_1 = 2 - K_2$	

В пятой главе приведены построенные на основании разработанного логико-математического аппарата комплексные расчетные математические модели кинематических и динамических параметров и динамических качеств нетрадиционной бескривошипной тепловой машины с различными функциональными характеристиками преобразующего механизма; предложены полиграфы функциональных параметров механизмов нетрадиционных бескривошипных

машин, а также представлены результаты расчетно-теоретических и опытно-экспериментальных исследований малоразмерной бескривошипной машины, выполненной как в качестве двигателя внутреннего сгорания, так и двигателя, инвертированного в поршневой бескривошипный компрессор.

Общее устройство исследовательской установки, при помощи которой осуществлялись конструкторско-технологические и опытно-экспериментальные исследования, представлено на рис. 4.

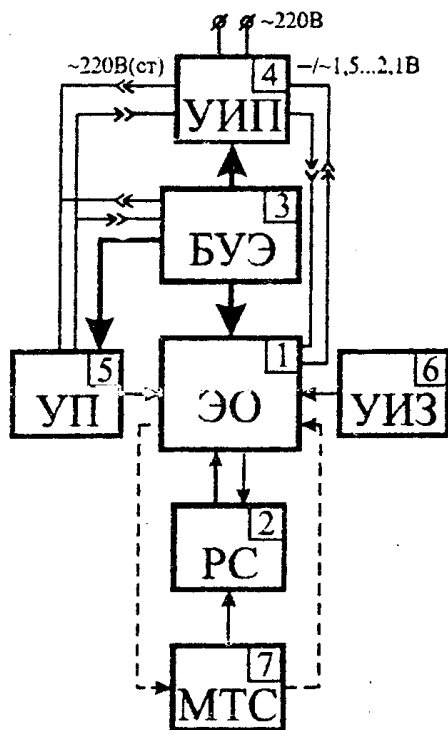


Рис. 4. Общее устройство исследовательской установки:

- 1 – бескривошипный двигатель; 2 – рабочий стол; 3 – блок управления;
- 4 – источник питания свечи накалывания; 5 – устройство облегчения пуска;
- 6 – устройство инерционного запуска;
- 7 – магазин топливной смеси

Полиграф функциональных параметров (ПФП) механизма бескривошипной машины представляет собой многопараметровую номограмму, отображающую с качественной и количественной точек зрения комплексную взаимосвязь основных функциональных параметров механизма бескривошипной машины, таких как ход поршня S , диаметр цилиндра D , реактивный диаметр D_p , коэффициент реактивного диаметра K , максимальные углы наклона беговой дорожки на участках сжатия и расширения рабочего тела $\beta_{max1} (\beta_1)$ и $\beta_{max2} (\beta_2)$, число периодов беговой дорожки N . ПФП позволяют при минимальных затратах времени, сил и средств определять важнейшие конструктивные соотношения и основные геометрические параметры элементов механизмов преобразования движения бескривошипных машин на этапах конструирования и проектирования с учетом их класса (размерности), назначения и особенностей эксплуатации. Один из вариантов ПФП (для бескривошипных машин с линейными равномерными беговыми дорожками) представлен на рис. 5.

В ходе проведения опытно-экспериментальных исследований бескривошипной машины нового типа, выполненной в качестве поршневого

малоразмерного двигателя внутреннего сгорания, достигнута кратковременная, относительно устойчивая, без помощи внешних источников механической энергии ее работа на пусковых режимах при частотах вращения вала $600 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$.

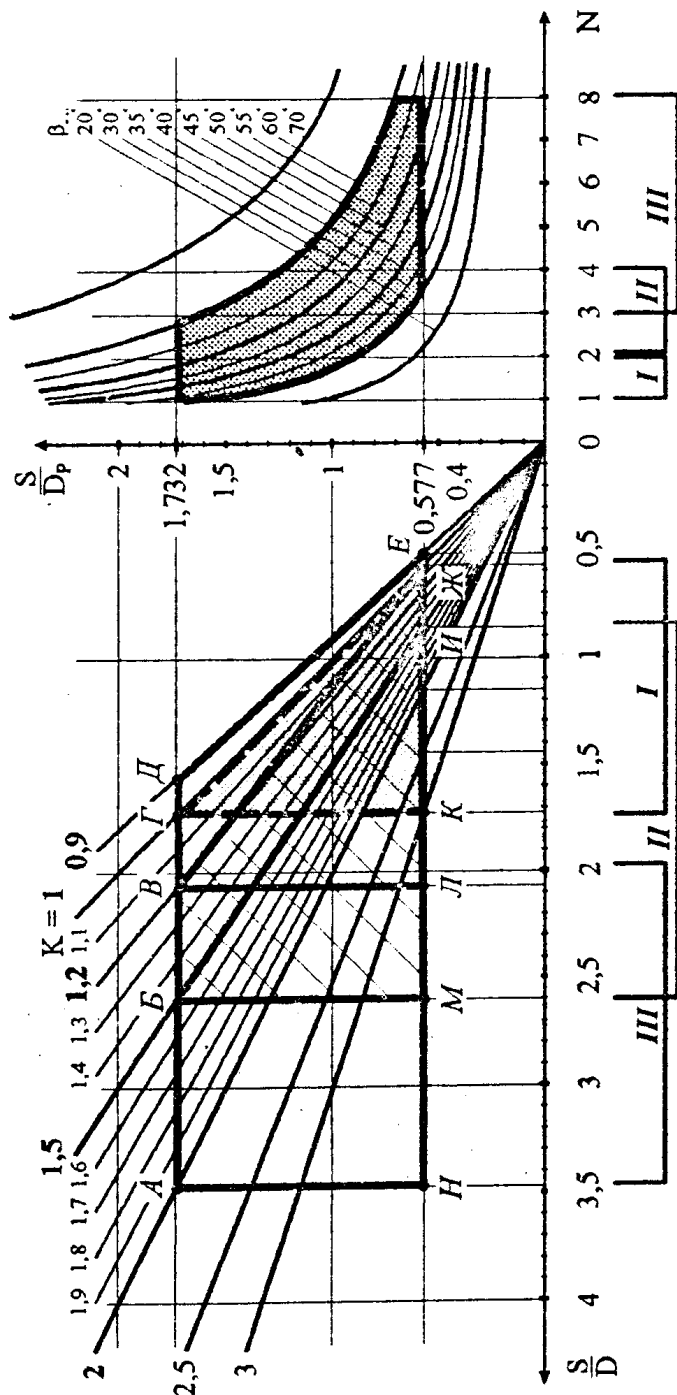


Рис. 5. Полиграф функциональных параметров механизмов нетрадиционных бескрейповых машин с линейными равномерными беговыми дорожками:

S – ход поршня; D – диаметр цилиндра; D_p – реактивный диаметр; K – коэффициент реактивного диаметра; N – количество периодов беговой дорожки; β_{max} – максимальный угол наклона беговой дорожки;

«ВДЕ/Л» – быстроходные ($C_{пл} > 10$ м/с) машины; «БГЖМ» – «среднеходные» ($C_{пл}$ ок. 10 м/с) машины;

«АБИН» – тихоходные ($C_{пл} < 10$ м/с) машины; I – легконагруженные машины; II – средненагруженные машины;

III – тяжелонагруженные машины;

■ – область эффективной работы механизма; ▨ – k -ая рабочая область относительных параметров

Результаты индицирования максимального давления рабочего тела в цилиндре бескривошипного двигателя показали удовлетворительную сходимость результатов расчетно-теоретического прогнозирования основных параметров и характеристик такой машины, полученных с использованием разработанного логико-математического аппарата, с действительными показателями исследуемой бескривошипной машины.

Опытно-экспериментальные исследования, проведенные на малоразмерной бескривошипной поршневой машине для создания избыточного давления рабочего тела без его воспламенения (бескривошипном компрессоре) показали, что такой компрессор характеризуется следующими положительными качествами: обеспечивает необходимую степень сжатия рабочего тела (воздуха); допускает высокую рабочую частоту вращения вала; обладает достаточно высокой плавностью и безударностью работы механизма; отличается исключительно хорошими значениями удельно-мощностных и массогабаритных показателей по сравнению с известными на сегодняшний день поршневыми компрессорами как традиционных, так и нетрадиционных типов и конструктивных схем, что подтверждается сопоставлением технико-экономических показателей опытной бескривошипной машины, полученными в ходе проведения экспериментальных исследований, с аналогичными параметрами бытовых и промышленных кривошипно-шатунных компрессорных машин различных классов и областей использования.

В частности, по результатам эксперимента получены следующие значения основных параметров, характеризующих уровень технико-экономического совершенства компрессорной машины (при давлении рабочего тела 0,2 МПа и частоте вращения вала 1500 мин⁻¹): производительность – 10 л/мин; потребляемая мощность – 40 Вт, удельная мощность на валу – 20 Вт/(МПа·л/мин); удельная масса – 0,2 кг/(МПа·л/мин); габаритная мощность – 120 Вт/дм³; габаритный объем машины – 0,3 дм³; механический КПД – 65 %; индикаторный («внутренний») КПД – 82 %; эффективный (общий) КПД – 53 %.

Проведенные опытно-экспериментальные исследования позволяют сделать вывод о том, что нетрадиционная бескривошипная тепловая машина нового типа является работоспособной и может быть использована для создания новых нетрадиционных источников механической энергии для производства сжатых газов и перекачки жидкостей.

ВЫВОДЫ

1. Анализ состояния вопроса показывает, что работы по созданию тепловых машин новых, нетрадиционных схем велись на протяжении всей истории развития двигателей (и тепловых машин в целом). Они ведутся и сегодня. Это объясняется тем, что традиционные тепловые машины наряду с достоинствами обладают и серьезными недостатками, такими как конструктивная сложность, значительное количество деталей, большое число сопряжений, работающих с трением скольжения, сложность, трудоемкость и дороговизна технологии про-

изводства основных деталей (так, себестоимость изготовления кривошипно-шатунного механизма составляет от 30 до 40 % от себестоимости двигателя). Необходимость существенного улучшения показателей тепловых машин (прежде всего, массогабаритных) обуславливает целесообразность проведения научных исследований в области нетрадиционных машин. В частности, целесообразны исследования нетрадиционных бескривошипных машин, предложенных в Южно-Уральском государственном университете.

2. Анализ принципов действия и конструктивных схем нетрадиционных тепловых машин показывает, что эти машины (в том числе двигатели внутреннего сгорания) могут быть классифицированы по нескольким признакам: по наличию в конструкции нетрадиционной машины коленчатого вала и шатунов; по виду движения силового элемента кинематической цепи; по числу элементов, участвующих в непосредственном восприятии воздействия рабочего тела машины и преобразовании этого воздействия в движение основных элементов; по месту и способу организации процессов рабочего цикла и по ряду других признаков. Такая классификация тепловых машин в работе предложена.

3. В диссертации на базе основных положений механики и теории двигателей разработан аппарат моделирования кинематических и динамических процессов нетрадиционных машин нового типа. Система основных уравнений для моделирования процессов в бескривошипных машинах содержит уравнения, позволяющие охарактеризовать динамику процессов рабочего цикла, выявить характер протекания кинематических и динамических параметров бескривошипной машины, а также качественно и количественно оценить динамичность нагружения и определить характер влияния различных конструктивных параметров механизма на кинематические и динамические характеристики машины. Эти уравнения позволяют отобразить комплексную взаимосвязь процессов, протекающих в механизмах нетрадиционных бескривошипных тепловых машин.

4. На базе предложенного аппарата моделирования процессов разработан алгоритм расчета, позволяющий выявить особенности влияния различных конструктивных решений механизма преобразования движения на характеристики бескривошипных машин применительно к различным условиям их использования. В частности, показано, что при прочих равных условиях (одинаковые размеры цилиндра, число цилиндров, частота вращения вала и др.) в бескривошипной машине может быть реализована существенно большая мощность, чем в двигателе, выполненном по традиционной схеме. Так мощность бескривошипного двухтактного двигателя внутреннего сгорания с двухпериодной беговой дорожкой при прочих равных условиях в четыре раза выше, чем мощность соответствующего кривошипно-шатунного четырехтактного двигателя.

5. Использование разработанного логико-математического аппарата кинематического и динамического исследования нетрадиционных машин нового типа дало основания заключить, что для обеспечения работоспособности ма-

шины ход поршня S , диаметр цилиндра D , реактивный диаметр $D_p = K D$ и число периодов беговой дорожки N должны подчиняться соотношению

$$0,577 \cdot \frac{K}{N} \leq \frac{S}{D} \leq 1,732 \cdot \frac{K}{N}.$$

Даны практические рекомендации по выбору названных и связанных с ними параметров конструктивных схем бескривошипных машин различного класса, назначения и области применения. В частности, для высокооборотных машин целесообразно применение однопериодных механизмов с одной или несколькими беговыми дорожками при $D_p \approx D$; для низкооборотных, высокомоментных машин наиболее рационально использование многопериодных (трех и более) механизмов с одной беговой дорожкой при $D_p = 1,5 \dots 2,0 D$; в других случаях возможно употребление двухпериодного механизма с одной, двумя или тремя беговыми дорожками при $D_p = 1, 0 \dots 1, 5 D$.

6. При определении области наиболее эффективной работы нетрадиционных бескривошипных машин по условию работоспособности механизма преобразования движения установлено, что для обеспечения работоспособности машины максимальный угол наклона беговой дорожки к плоскости, перпендикулярной продольной оси поршня, на участках сжатия рабочего тела не должен превышать величину 60° , а на участках расширения рабочего тела не должен быть меньше 30° . В случае выхода значения этого угла за установленные пределы в интервале соответственно $\pm 4 \dots 6^\circ$ механизм машины переходит в режим самоторможения; дальнейшее увеличение предельного отклонения приводит к невозможности осуществления движения основных силовых элементов механизма независимо от величин движущих сил.

7. Результаты расчетно-теоретических исследований дают основания заключить, что бескривошипные машины определенных классов, назначения и областей использования требуют применения различных задающих элементов преобразующих механизмов, в частности, беговых дорожек. Даны практические рекомендации по использованию названных элементов в машинах с различными эксплуатационными характеристиками. В качестве наиболее предпочтительных рекомендовано применение гармонических, прямолинейных и комбинированных равномерных (симметричных) беговых дорожек. Допустимо использование несимметричных задающих элементов, экстремальные углы наклона участков сжатия которых больше таковых на участках расширения при соблюдении условий работоспособности машины. В отдельных случаях (например, в насосах и компрессорах) возможно использование несимметричных беговых дорожек с обратным соотношением названных углов. Перспективным является выполнение беговых дорожек комбинированными, включающими участки гармонической, дугообразной и линейной форм в различных сочетаниях друг с другом.

8. Анализ результатов расчетно-теоретических и опытно-экспериментальных исследований позволил установить, что в бескривошипных тепловых машинах могут быть успешно применены беговые дорожки с практически любым профилем поперечного сечения. Это объясняется тем, что наибо-

лее целесообразная форма профиля поперечного сечения беговой дорожки определяется (с учетом технических, технологических и экономических факторов) комплексом функциональных особенностей, условиями размерности и спецификой эксплуатации бескривошипных машин. В частности, для тяжелонагруженных, тихоходных машин большой размерности в наибольшей степени пригодны беговые дорожки, рабочие поверхности которых имеют овалоподобную, бочкообразную, параболическую или гиперболическую форму в поперечном сечении; в механизмах машин средней размерности со средней быстроходностью, работающих при относительно невысоких нагрузках, целесообразно использование беговых дорожек с прямоугольной, трапециевидальной и конусообразной формами поперечного сечения; малоразмерные, быстроходные, легконагруженные машины допускают применение беговых дорожек полукруглого поперечного сечения.

9. На основании результатов определения области наиболее эффективной работы предложены полиграфы функциональных параметров (ПФП) механизмов бескривошипных машин с различными видами беговых дорожек. ПФП механизма бескривошипной машины представляет собой многопараметровую номограмму, отображающую с качественной и количественной точек зрения комплексную взаимосвязь основных функциональных параметров механизма бескривошипной машины, таких как ход поршня S , диаметр цилиндра D , реактивный диаметр D_p , коэффициент реактивного диаметра K , максимальные углы наклона беговой дорожки на участках сжатия и расширения рабочего тела β_{max1} (β_1) и β_{max2} (β_2), число периодов беговой дорожки N . ПФП позволяют при минимальных затратах времени, сил и средств определять важнейшие конструктивные соотношения и основные геометрические параметры элементов механизма преобразования движения бескривошипной машины на этапе конструирования и проектирования.

10. Для численной оценки кинематических и динамических параметров различных вариантов конструктивных решений бескривошипных машин, а также этих машин с другими аналогичными машинами предложен параметр динамичности нагружения механизма нетрадиционной машины D , включающий кинематическую (конструктивную) P_K и тепловую P_T составляющие:

$$D = P_T \cdot P_K.$$

На основании проведенных расчетно-теоретических исследований определены целесообразные значения D , равные: 35...55 – для бескривошипных машин с внешним смесеобразованием; 50...90 – для бескривошипных машин с внутренним смесеобразованием.

11. В ходе выполнения работы спроектирована и изготовлена малоразмерная бескривошипная поршневая машина (двигатель) и проведены ее испытания, подтвердившие работоспособность бескривошипного двигателя внутреннего сгорания. Кроме того, так как нетрадиционная тепловая машина нового типа является обратимой, созданный малоразмерный двигатель инвертирован в опытный действующий образец поршневой машины для создания избыточного давления рабочего тела без его воспламенения (поршневой компрессор) и про-

ведены его испытания, которые показали, что технико-экономические показатели бескривошипного малоразмерного поршневого компрессора не уступают аналогичным параметрам соответствующих кривошипно-шатунных компрессорных машин.

Предложения по промышленному использованию бескривошипного двигателя переданы ОАО «Челябинский тракторный завод» на предмет оценки перспектив научно-технических разработок по созданию бескривошипного пускового двигателя для тракторного дизеля.

Подготовлены и переданы ОАО «Златоустовский машиностроительный завод» предложения по использованию бескривошипной машины в качестве мотор-компрессора для холодильных агрегатов.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Кинематика бесшатунного ДВС с вращающимися поршнями // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1998. – С. 5 – 8.
2. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Кинематика и динамика бесшатунного ДВС с вращающимися поршнями. – Челябин. гос. техн. ун-т. – Челябинск, 1997. – 7 с.; ил. 3; библиогр. 1 назв. – Рус. – Деп в ВИНТИ 14. 03. 97, № 784 – В 97.
3. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Конструктивная схема и особенности бесшатунного ДВС с вращающимися поршнями // Автомобильная техника. Силовые установки: Сборник научных трудов. – Челябинск: Изд. ЧВВАИУ, 1998. – Вып. 7. – С. 4 – 7.
4. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. О некоторых технических требованиях к конструктивным элементам нетрадиционной бескривошипной поршневой тепловой машины. – Южно-Уральск. гос. техн. ун-т. – Челябинск, 1999. – 8 с.; ил. 1; библиогр. 3 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ 23. 12. 99, № 3818 – В 99.
5. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Основные кинематические и динамические соотношения для бесшатунного ДВС с вращающимися поршнями // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI международного научно-практического семинара. – Владимир: Изд. ВлГТУ, 1997. – С. 251 – 253.
6. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Особенности кинематики и динамики бескривошипного ДВС с вращающимися поршнями // Материалы международной научно-технической конференции. – Челябинск: Изд. ЧВАИ, 1999. – С. 33 – 34.
7. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Некоторые вопросы конструирования бескривошипных поршневых ДВС нетрадиционных схем // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII международного научно-практического семинара. – Владимир: Изд. ВлГТУ, 2001.

8. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. Реализация цикла поршневой тепловой машины при степени расширения, превышающей степень сжатия рабочего тела // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 37 – 40.

9. Шароглазов Б. А., Клементьев В. В. О некоторых конструктивных особенностях нетрадиционной бескривошипной тепловой машины // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 41 – 45.

10. Пат. RU 2110691 С1, 6 F 02 В 75/32, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания / Б. А. Шароглазов, В. В. Клементьев (РФ). – № 96111704/06; Заявлено 13. 06. 96; Приоритет 13. 06. 96; Оpubл. 10. 05. 98 // Бюл. № 13.

11. Пат. RU 2110693 С1, 6 F 02 F 5/00, F 16 J 9/00. Поршневое кольцо для двигателя внутреннего сгорания или поршневого компрессора / Б. А. Шароглазов, С. И. Кавьяров, В. В. Клементьев (РФ). – № 96106020/06; Заявлено 01. 04. 96; Приоритет 01. 04. 96; Оpubл. 10. 05. 98 // Бюл. № 13.

12. Пат. RU 2117172 С1, 6 F 02 В 75/32, 75/26, 75-28, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, П. Н. Баранов, В. В. Клементьев (РФ). – № 96117967/06; Заявлено 10. 09. 96; Приоритет 10. 09. 96; Оpubл. 10. 08. 98 // Бюл. № 22.

13. Пат. RU 2166654 С1, 7 F 02 В 75/26, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, В. В. Клементьев (РФ). – № 99122479/06; Заявлено 25. 10. 1999; Приоритет 25. 10. 1999; Оpubл. 10. 05. 2001 // Бюл. № 13.

14. Пол. мод. RU 7451 U1, 6 F 02 F 5/00, F 16 J 9/00. Поршневое кольцо / Б. А. Шароглазов, С. И. Кавьяров, В. В. Клементьев (РФ). – № 97109726/20; Заявлено 17. 06. 97; Приоритет 17. 06. 97; Оpubл. 16. 08. 98 // Бюл. № 8.

