

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Лабораторный практикум

Настоящее издание является частью электронного учебно-методического комплекса по дисциплине «Теория механизмов и машин», включающего учебную программу, учебное пособие, практикум, методические указания по самостоятельной работе, контрольно-измерительные материалы «Теория механизмов и машин. Банк тестовых заданий», наглядное пособие «Теория механизмов и машин. Презентационные материалы».

Представлено описание пяти лабораторных работ по разделам дисциплины «Теория механизмов и машин», отражающих методику проведения структурного, кинематического анализа сложных зубчатых механизмов и метрического синтеза, построения динамических моделей плоских рычажных механизмов и определения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес. Изложены требования к содержанию и оформлению отчетов.

Предназначен для студентов направления подготовки бакалавров 190100.62 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 190200.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» укрупненной группы 190000 «Транспортная техника и технологии».

Оглавление

Введение.....	6
Оформление лабораторной работы.	
Порядок защиты.....	7
Лабораторная работа 1. Структурный анализ и метрический синтез рычажных механизмов.....	9
Цель работы	9
Краткие теоретические сведения	9
Машины и механизмы.....	9
Звенья механизмов	11
Кинематические пары	13
Кинематические цепи	18
Механизмы с низшими кинематическими парами.....	19
Структура механизмов и ее дефекты	21
Структурный анализ механизмов.....	22
Синтез механизмов.....	24
Показатели качества рычажных механизмов	25
Порядок выполнения работы.....	28
Контрольные вопросы и задания.....	30
Лабораторная работа 2. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.....	31
Цель работы	31
Краткие теоретические сведения	31
План положений механизма	32
Метод кинематических диаграмм	33
Метод кинематических планов.....	37
Теорема подобия	39
Порядок выполнения работы.....	39
Контрольные вопросы и задания.....	41
Лабораторная работа 3. Синтез динамических моделей плоских рычажных механизмов	42
Цель работы	42
Краткие теоретические сведения	42
Динамический и силовой анализы.....	42
Динамические модели плоских рычажных механизмов	43
Внешние силовые факторы	46
Теоретические силовые факторы.....	47

Приведенные силовые факторы.....	49
Порядок выполнения работы.....	50
Контрольные вопросы и задания.....	51

Лабораторная работа 4. Определение геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес.....53

Цель работы	53
Краткие теоретические сведения	53
Фрикционные механизмы	53
Механизмы с гибкими звеньями	55
Мальтийские и поводковые механизмы	57
Кулачковые механизмы	57
Цевочные механизмы	59
Зубчатые механизмы	59
Пространственные механизмы с высшей парой	60
Плоские зубчатые механизмы	61
Методы получения формаобразующей поверхности зубьев	63
Геометрические параметры зубчатых колес	64
Качественные показатели зубчатых механизмов	70
Порядок выполнения работы.....	73
Контрольные вопросы и задания.....	74

Лабораторная работа 5. Структурный и кинематический анализ сложных зубчатых механизмов.....76

Цель работы	76
Краткие теоретические сведения	76
Однорядные зубчатые механизмы.....	77
Многорядные зубчатые механизмы	80
Многопоточные зубчатые механизмы	82
Эпиклинические зубчатые механизмы	84
Планетарные зубчатые механизмы.....	85
Дифференциальные зубчатые механизмы	91
Коробки	95
Волновые механизмы	96
Порядок выполнения работы.....	98
Контрольные вопросы и задания.....	100

Рекомендательный библиографический список.....102

Основной	102
Дополнительный	102
Приложения	103
Приложение 1.....	103
Приложение 2.....	104
Приложение 3.....	106
Приложение 4.....	107

ВВЕДЕНИЕ

Организация учебного процесса по очной форме предполагает выделение на проведение аудиторных занятий более 50 % от объема часов, предусмотренных Государственным образовательным стандартом для изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» (ТММ). Главной целью аудиторных занятий является ознакомление с основными разделами дисциплины и консультирование по наиболее сложным темам, а также выявление уровня освоения материала дисциплины каждым студентом с последующей итоговой аттестацией. При этом до 50 % объема часов выделяется для работы студентов, направленной на самостоятельное освоение необходимого материала дисциплины ТММ и выполнение требуемых видов работ.

Дисциплина «Теория механизмов и машин» предполагает изучение основных методов и алгоритмов анализа и синтеза механизмов и машин, а также систем, разработанных на их базе. Основные положения и терминология дисциплины ТММ освещаются на лекционных занятиях, а практическое освоение и проработка полученных знаний осуществляется на практических занятиях и при выполнении лабораторных работ.

В настоящем практикуме представлены пять лабораторных работ, в ходе выполнения которых у студентов должны сформироваться практические навыки по проведению структурного, кинематического анализа сложных зубчатых механизмов и метрического синтеза, построению динамических моделей плоских рычажных механизмов и определению геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес.

Количество и последовательность выполнения лабораторных работ уточняются непосредственно при проведении занятий в зависимости от объема часов, выделенных для реализации данного вида учебной работы и оснащенности аудитории, в которой они осуществляются.

Перед каждой лабораторной работой необходимо изучить соответствующие разделы лекционного материала с целью предварительной подготовки к ее выполнению. Успешность выполнения каждой лабораторной работы определяется уровнем подготовки студента.

Задания на лабораторные работы выдает преподаватель, осуществляющий проведение данного вида аудиторной работы непосредственно перед началом ее выполнения. Задания лабораторной работы выполняются самостоятельно студентом во время аудиторного занятия в присутствии преподавателя. Снятые показания или выполненные задания лабораторной работы каждый студент должен самостоятельно представить преподавателю для проверки. Замечания по ходу выполнения и оформлению лабораторной работы, а также выявленные ошибки устраняются студентом самостоятельно. Каждая лабораторная работа защищается студентом лично. Защита лабораторной работы проводится в форме собеседования, предусматривает решение практических задач или тестов и призвана выявить уровень знаний студента по теме защищаемой лабораторной работы. Подготовка к защите лабораторной работы осуществляется самостоятельно каждым студентом с изучением разделов лекционного материала, охватывающего тему данной лабораторной работы, и включает в себя оформление отчета в соответствии с СТО 4.2-07-2008 [2].

ОФОРМЛЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ. ПОРЯДОК ЗАЩИТЫ

Выполненная лабораторная работа оформляется в виде отчета на листах белой бумаги форматом А4 и включает следующие разделы: титульный лист ([прил. 1](#)), задание ([прил. 2](#)), решение требуемых заданий и пояснения к ним, содержащие необходимые уравнения, выводы соответствующих зависимостей, теоремы и расчеты, сопровождаемые требуемыми графическими иллюстрациями, рисунками и чертежами ([прил. 3](#)). В конце отчета лабораторной работы приводится список литературных источников, использованных студентом при ее выполнении, в том числе дается библиография методических указаний и пособий. Необходимый графический материал выполняется на формате А3 и подшивается к отчету после библиографии. При написании текста отчета используются чернила синего или черного цвета, при оформлении графического материала – простые карандаши и чертежные принадлежности. Использование цветных карандашей и фломастеров не допускается. Оформление как тестовой части отчета, так и требуемых графических построений выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД и СТО 4.2-07-2008 [[4](#)].

При оформлении отчетов лабораторных работ допускается полное или частичное использование ПЭВМ. В этом случае к отчету необходимо приложить CD-диск с электронной версией лабораторной работы. Использование ПЭВМ не является основанием для нарушения или несоблюдения требований и положений ЕСКД и СТО 4.2-07-2008 [[4](#)].

Отчеты лабораторных работ, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований, не рассматриваются и не засчитываются. Отчеты лабораторных работ, оформленные не в соответствии с требованиями ЕСКД и СТО 4.2-07-2008 [[4](#)], не проверяются и возвращаются студенту для переоформления.

Выполненные и соответственно оформленные отчеты лабораторных работ должны быть представлены преподавателю для проверки.

Проверка правильности выполнения лабораторных работ и оформления отчета осуществляется в течение семестра на аудиторных занятиях или консультациях, проводимых в соответствии с расписанием работы преподавателя. Проверенные отчеты лабораторных работ и допущенные преподавателем к защите студент обязан самостоятельно защитить до момента сдачи итогового контроля, т. е. экзамена. Срок защит лабораторных работ оканчивается по завершении зачетной недели или с началом сессии. Без защит лабораторных работ студент к сдаче зачета или экзамена не допускается. Защита лабораторных работ после указанного срока проводится только после экзаменационной сессии.

В течение семестра до начала сессии возможна организация консультаций или дополнительных занятий, направленных на оказание консультативной помощи студентам при оформлении отчетов лабораторных работ и подготовке к их защите. При этом консультации или дополнительные занятия со студентами проводятся только при выделении деканатами соответствующих факультетов нагрузки (часов) для организации данного вида работы. В случае отсутствия нагрузки (часов) для проведения данного вида работы консультации и дополнительные занятия не проводятся, а студенты осуществляют оформление отчетов и подготовку к защите лабораторных работ самостоятельно.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы

Ознакомиться с разновидностями элементов структуры и этапами синтеза основных видов механизмов и машин, а также научиться выполнять структурный анализ и метрический синтез рычажных механизмов.

Краткие теоретические сведения

Основными понятиями дисциплины «Теория машин и механизмов» являются машина и механизм, которые рассматриваются как технические системы.

Техническая система – это ограниченная область реальной действительности, осуществляющая взаимодействие с окружающей средой. При этом под *окружающей средой* понимается совокупность внешних объектов, осуществляющих взаимодействие с технической системой.

Каждая техническая система предназначена для выполнения определенных функций и имеет собственную структуру, изучение которой осуществляется с помощью заменяющих образов, или моделей.

Модель – это устройство (или образ) какого-либо объекта или явления, адекватно отражающее его свойства.

Модель любого механизма или машины составляется по критериям подобия, формулируемым в зависимости от принятых допущений, основными из которых являются следующие:

1. Все звенья механизмов и машин являются абсолютно твердыми и жесткими, т. е. не подвержены деформациям никакого рода.
2. Контактирующие поверхности звеньев механизмов и машин являются абсолютно гладкими.
3. Все механизмы предназначены только для преобразования движения и силовых факторов.

Наиболее распространенным видом моделей является схемный образ, или схема. Для одного и того же механизма или машины различают: функциональную, структурную, геометрическую, кинематическую и динамическую схемы.

Машины и механизмы

Машина – это техническая система, выполняющая механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации. Все машины

предназначены для облегчения физического и умственного труда человека, т. е. для повышения его качества и производительности.

Все существующие машины можно разделить на четыре вида.

Энергетические машины – это машины, преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида (например, двигатели и генераторы).

Рабочие машины – это машины, использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию объектов или материалов (например, транспортные и технологические машины).

Информационные машины – это машины, предназначенные для обработки и преобразования информации (например, математические и контрольно-управляющие машины).

Кибернетические машины – это машины, управляющие машинами других видов, которые способны изменять программу своих действий в зависимости от состояния окружающей среды (например, машины, обладающие элементами искусственного интеллекта).

С целью выполнения функционального назначения машины разных видов взаимодействуют друг с другом. Совокупность нескольких машин образует привод.

Привод – это система взаимосвязанных устройств, предназначенная для приведения в движение одного или нескольких звеньев, входящих в состав механизма или машины. Все приводы можно разделить на три основных вида: гидравлический, пневматический и электрический. Доступность электропитания в учреждениях и организациях мирового сообщества, а также сравнительная простота и обусловили наибольшее распространение электропривода.

Все машины состоят из механизмов, которые призваны обеспечивать выполнение требуемых функций. В зависимости от сложности схемы машины могут содержать несколько механизмов одновременно.

Механизм – это техническая система, состоящая из подвижных звеньев, стойки и кинематических пар, образующих кинематические цепи.

Все механизмы машин и приводов выполняют определенное служебное назначение и являются действительными механизмами. Однако, следуя принятым допущениям построения моделей, изучение структуры механизмов можно выполнять без учета специфики их дальнейшей эксплуатации, что позволяет разбить механизмы на типовые группы по принципу сходности строения структуры и воспользоваться уже разработанными для них методами и алгоритмами анализа и синтеза. Полученные таким образом механизмы называются типовыми.

Типовой механизм – это простой механизм, имеющий при различном функциональном назначении широкое применение в машинах разных видов. Использование типовых механизмов позволяет существенно упростить любой вид анализа или синтеза механизмов и машин.

Звенья механизмов

Все механизмы состоят из совокупности звеньев. *Звено (контур)* – это тело или система жестко связанных тел, входящих в состав механизма ([рис. 1](#)).

Звенья (*контуры*) любого механизма подразделяются: по структурному состоянию, конструктивному исполнению, служебному назначению, кинематическому состоянию, преобразованию движения и силовых факторов.

По структурному состоянию выделяют:

твердое звено – это звено, упругая деформация которого не вносит существенных изменений в работу механизма;

упругое звено – это звено, упругая деформация которого вносит существенные изменения в работу механизма (пружины, мембранны и др.);

гибкое звено – это звено, обладающее способностью изменения формы рабочих поверхностей для обеспечения функционирования механизма (ремни, цепи, канаты и др.);

жидкое звено – это звено, обладающее жидкой структурой (вода, масло и др.);

газообразное звено – это звено, обладающее газообразной структурой (газ, воздух).

По конструктивному исполнению звенья бывают простыми и сложными.

Простое звено (одно- или двухвершинное) – это звено, входящее в состав двух и более кинематических пар, через геометрические центры которых можно провести одну прямую ([рис. 1, а–в](#)).

Сложное, или составное, звено (трех- и более вершинное) – это звено, входящее в состав трех и более кинематических пар, через геометрические центры которых невозможно провести одну прямую ([рис. 1, г, д](#)).

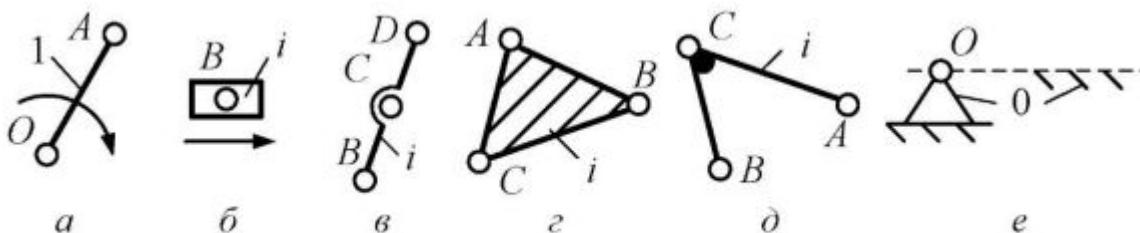


Рис. 1. Условные обозначения звеньев механизмов

Простые звенья на схемах механизмов изображают в виде линий или кривых ([рис. 1, а–в](#)), а сложные, или составные, звенья ([рис. 1, г, д](#)) обозначаются в виде замкнутых и незамкнутых геометрических фигур. Замкнутые геометрические фигуры, изображающие сложные, или составные, звенья, заштриховываются ([рис. 1, г](#)).

Сложные, или составные, звенья ([рис. 1, г–д](#)) образованы неподвижным соединением нескольких простых звеньев, которые не могут совершать движения относительно друг друга, однако могут перемещаться совместно как единое целое, т. е. одно звено. В большинстве случаев сложные, или составные, звенья вводятся в состав механизма с целью увеличения жесткости звеньев или для реализации сложной структуры механизма.

Разделение звеньев механизмов на сложные, или составные, и простые несовершенно, т. к. не оказывает влияния на анализ и синтез механизмов. Более актуально разделение звеньев механизмов по числу конечных элементов (вершин) звена, которыми оно взаимодействует с другими звеньями механизма и входит в состав кинематических пар.

По служебному назначению звенья бывают задающими и ведомыми.

Начальное, или задающее, звено – это звено, координата которого принята за обобщенную координату ([рис. 1, а, б](#)).

Ведомое звено – это звено, не являющееся начальным, задающим, или ведущим, звеном ([рис. 1, в–д](#)).

Согласно ГОСТ 2.703-68 ведущее звено в схемах механизмов обозначается единицей и выделяется стрелочкой, которая указывает на вид и направление совершающегося движения ([рис. 1, а, б](#)), а звенья, ([рис. 1, в–д](#)), не отмеченные стрелочками, являются ведомыми и обозначаются произвольно. При этом под *обобщенными координатами* понимаются независимые друг от друга параметры механизма, однозначно определяющие возможные положения его звеньев в пространстве или на плоскости в рассматриваемый момент времени.

По кинематическому состоянию выделяются:

подвижное звено – это звено механизма, имеющее возможность совершать какое-либо движение ([рис. 1, а–д](#));

стойка – это звено механизма, условно принятое при его анализе и синтезе за неподвижное звено ([рис. 1, е](#)).

В схемах механизмов все неподвижные элементы относятся к стойке, которая обозначается 0. За стойку принимают то звено, относительно которого производится изучение закономерностей движения всех звеньев механизма. Например, при анализе металлорежущих станков, технологических линий за стойку принимают станину с фундаментом; при анализе составляющих их приводов, т. е. редукторов, компрессоров, насосов, – корпус; при анализе автомобилей, поездов, самолетов – колеса или шасси и т. д. Стойка в составе механизма всегда одна, но в составе схемы она может быть представлена несколькими элементами: шарнирно-неподвижными опорами и направляющими ползунов ([рис. 1, е](#)), т. е. присоединений подвижных звеньев к стойке может быть сколько угодно. В качестве стойки может выступать любое звено механизма, которое в составе схемы помечается штриховкой под углом 45°.

По преобразованию движения и силовых факторов звено может быть входным, выходным и промежуточным.

Входное, или ведущее, звено – это звено механизма, которому сообщается заданное движение и соответствующие силовые факторы (силы и моменты пар сил).

Выходное звено – это звено механизма, на котором получают требуемое движение и требуемые силовые факторы.

Промежуточное звено – это звено механизма, расположенное между входным и выходным звенями и предназначенное для передачи движения и преобразования силовых факторов.

Кинематические пары

В процессе движения механизма звенья взаимодействуют друг с другом, образуя подвижные и неподвижные соединения. Подвижные соединения звеньев называются кинематическими парами (КП).

Кинематическая пара – это подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее относительные движения.

В зависимости от конструктивного исполнения, служебного назначения и видов движения звеньев все кинематические пары классифицируются по следующим признакам:

1) по относительному движению звеньев кинематической пары:

вращательные;
поступательные;
винтовые;
плоскостные;
сферические;

2) по виду контакта звеньев:

низшие – это кинематические пары, в которых контакт звеньев, их образующих, осуществляется по плоскости или по поверхности;

высшие – это кинематические пары, в которых контакт звеньев, их образующих, осуществляется по линии или в точке;

3) по способу обеспечения контакта звеньев, образующих кинематические пары:

силовые – это кинематические пары, в которых постоянство контакта звеньев обеспечивается за счет действия сил тяжести или силы упругости пружины;

геометрические – это кинематические пары, в которых постоянство контакта звеньев реализуется за счет конструкции рабочих поверхностей звеньев;

4) по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев, образующих кинематическую пару (число условий связи определяет класс кинематической пары);

5) по числу подвижностей в относительном движении звеньев (число подвижностей определяет подвижность кинематической пары).

Рассмотрим более подробно два последних признака классификации кинематических пар.

Известно, что человечество в силу специфики своего организма воспринимает окружающий мир только в трехмерном пространстве. Следовательно, в общем случае свободное абсолютно твердое тело (звено), находясь в трехмерном пространстве, может максимально совершить шесть движений: три вращательных – вокруг осей X , Y , Z ; три поступательных движения – вдоль этих же осей (рис. 2). Однако движения звеньев в пространстве или на плоскости ограничиваются конструктивными особенностями кинематической пары, образованной этими звеньями. Конструктивные ограничения, наложенные на перемещения звеньев кинематической пары, называются условиями связей или связями.

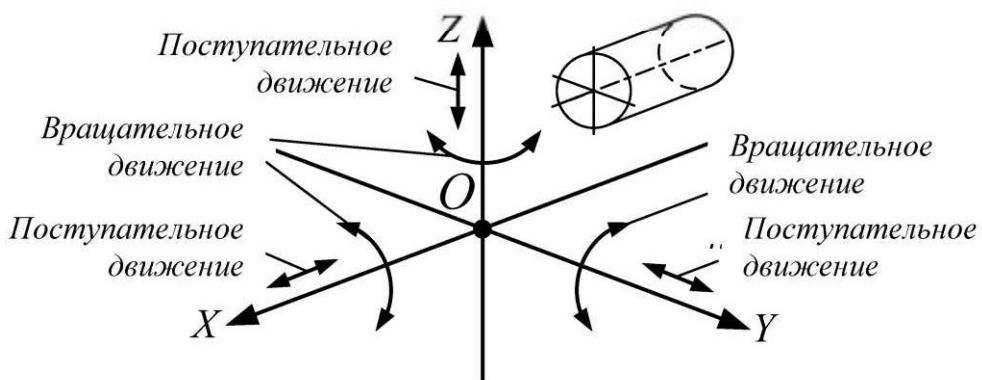


Рис. 2. Схема движений свободного тела
в трехмерном пространстве

Связи – это ограничения, наложенные на движения звеньев механизма, делающие их несвободными и предназначенные для передачи энергии или информации между этими звеньями.

Число связей определяет класс кинематической пары, а число разрешенных движений соответствует ее подвижности.

Для образования кинематической пары необходимо наличие как минимум одной связи, ибо в случае равенства числа связей нулю звенья не взаимодействуют, т. е. не соприкасаются, следовательно, кинематическая пара не существует. В этом случае имеются два тела, совершающих определенные движения в пространстве или на плоскости независимо друг от друга. Число связей может быть только целым числом и должно быть меньше шести, т. к. в случае равенства числа связей шести звенья теряют способность совершать даже простейшие относительные движения (вращательные или поступательные) и кинематическая пара перестает существовать, поскольку соединение, образованное этими звеньями, является неподвижным. Следовательно, максимально возможное число подвижностей кинематической пары

равно пяти, а минимальное – единице. При этом число подвижностей любой кинематической пары определяется по выражению

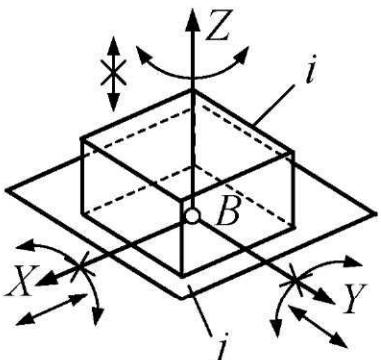
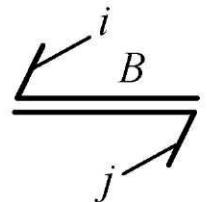
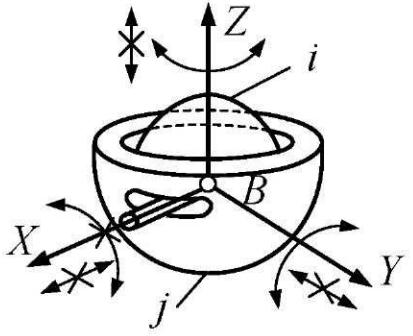
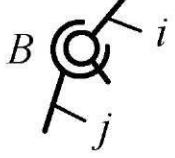
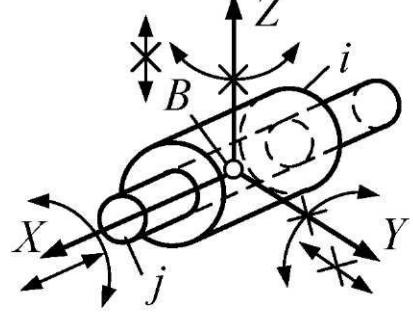
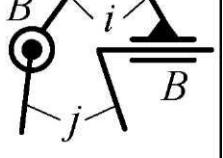
$$H = 6 - S,$$

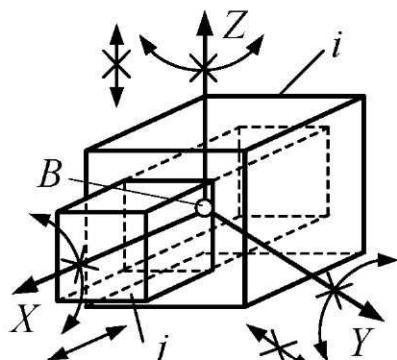
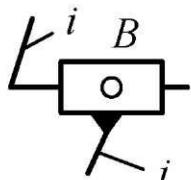
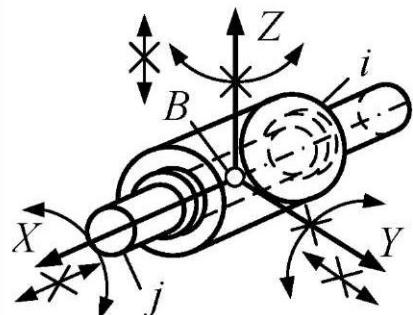
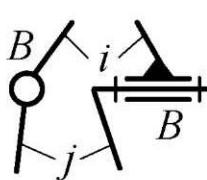
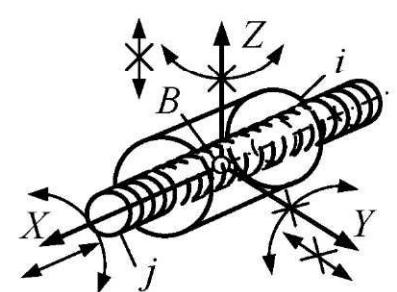
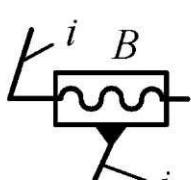
где S, H – число связей и число подвижностей кинематической пары соответственно.

Исходя из вышесказанного, классификация кинематических пар по двум последних признакам представлена в [табл. 1](#).

Таблица 1

Класс	Число связей	Подвижность	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
1 Кинематическая пара «Шар – плоскость»					
	1	5		Точка «высшая»	
2 Кинематическая пара «Цилиндр – плоскость»					
	2	4		Линия «высшая»	
3 Кинематическая пара «Сферическая»					
	3	3		Поверхность «низшая»	

Класс	Число связей	Подвижность	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
3	Кинематическая пара «Плоскостная»				
	3	3		Плоскость «низшая»	
4	Кинематическая пара «Сферическая с пальцем»				
	4	2		Поверхность «низшая»	
	Кинематическая пара «Цилиндрическая»				
	4	2		Поверхность «низшая»	

Класс	Число связей	Подвижность	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
5	Кинематическая пара «Поступательная»				
	5	1		Поверхность «низшая»	
	Кинематическая пара «Вращательная»				
5	1			Поверхность «низшая»	
			Кинематическая пара «Винтовая»		
5	1			Поверхность «низшая»	

Стрелочки у координатных осей X , Y , Z на пространственных схемах показывают возможные вращательные и поступательные движения звеньев. Если стрелочка перечеркнута, то данное движение в кинематической паре запрещено, т. е. на него наложена связь. При этом несмотря на то, что у координатной оси X на пространственной схеме «винтовой» кинематической пары не перечеркнуты две стрелочки, звенья этой пары могут совершать по отношению друг к другу только по одному простейшему движению, а именно — вращению вокруг оси X .

но: звено j – вращательное движение вокруг оси X , звено i – поступательное движение вдоль этой же оси.

Кинематические цепи

Все механизмы состоят из совокупности звеньев, образующих кинематические пары, которые составляют кинематические цепи.

Кинематическая цепь – это система звеньев, образующих между собой кинематические пары ([рис. 3](#), [рис. 4](#)).

Кинематические цепи подразделяются:

1) по конструктивному исполнению:

простая – это кинематическая цепь, каждое звено которой входит в состав не более двух кинематических пар, т. е. она содержит только одно- или двухвершинные звенья ([рис. 3](#));

сложная – это кинематическая цепь, которая имеет хотя бы одно звено, входящее в состав трех и более кинематических пар, т. е. содержит хотя бы одно звено с тремя или более вершинами ([рис. 3](#));

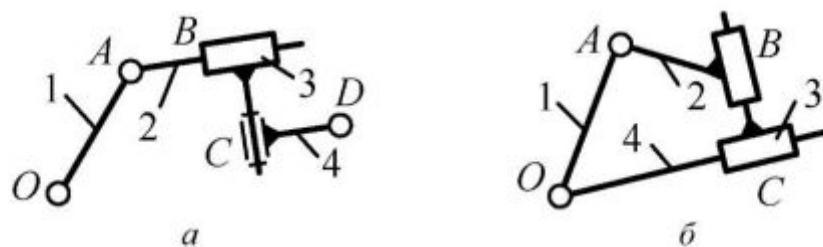


Рис. 3. Простые кинематические цепи

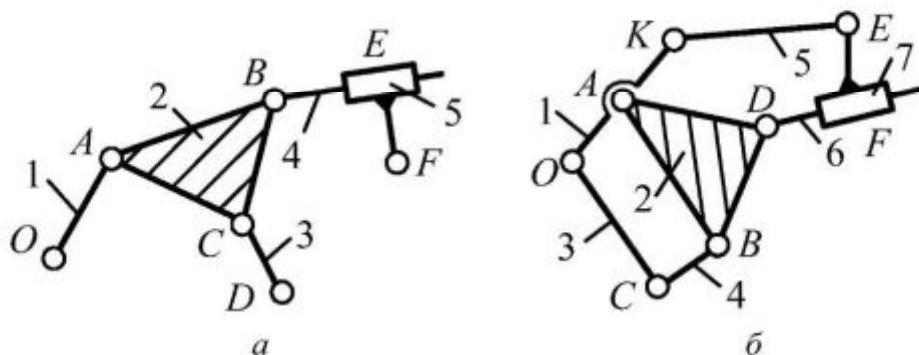


Рис. 4. Сложные кинематические цепи

2) по взаимодействию звеньев:

незамкнутая, или *разомкнутая* – это кинематическая цепь, в которой хотя бы одно звено имеет свободный элемент, не взаимодействующий с другими звеньями и не образующий с ними кинематических пар ([рис. 3, а](#), [рис. 4, а](#));

замкнутая – это кинематическая цепь, каждое звено которой входит в состав как минимум двух кинематических пар ([рис. 3, б](#), [рис. 4, б](#)).

Соединения кинематических цепей со стойкой образуют механизмы. Взаимодействие кинематических цепей между собой приводит к образованию кинематических соединений.

Кинематическое соединение – это кинематическая пара, образованная звеньями нескольких кинематических цепей.

В зависимости от сложности структуры в механизме может присутствовать несколько кинематических соединений.

Механизмы с низшими кинематическими парами

Механизмы с низшими кинематическими парами – это механизмы, структура которых содержит только низшие кинематические пары ([рис. 5](#)).

Все многообразие механизмов с низшими кинематическими парами можно свести к следующим группам:

клиновые механизмы ([рис. 5, а](#));

винтовые механизмы ([рис. 5, б](#));

рычажные механизмы ([рис. 6](#)).

Клиновой механизм – это механизм, структура которого содержит только низшие поступательные кинематические пары ([рис. 5, а](#)).

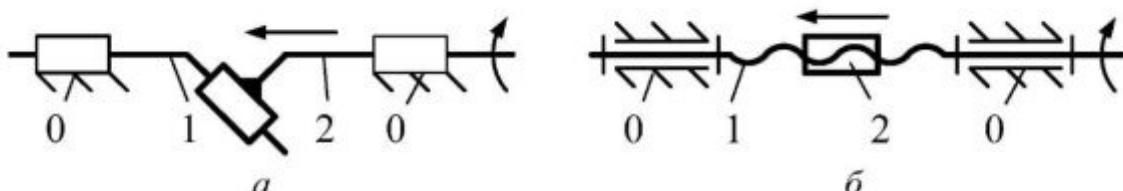


Рис. 5. Структурные схемы механизмов с низшими кинематическими парами

Клиновые механизмы предназначены для передачи движения и силовых факторов между звеньями с пересекающимися осями вращения. Все клиновые механизмы относятся к разновидности механизмов, преобразующих поступательное движение звена 1 в поступательное движение звена 2.

Винтовой механизм – это механизм, структура которого содержит только низшие кинематические пары, хотя бы одна из которых является винтовой ([рис. 5, б](#)).

Винтовые механизмы предназначены для передачи движения и силовых факторов между соосными звеньями. Все винтовые механизмы относятся к разновидности механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное.

Схема типового винтового механизма содержит стойку и два подвижных звена ([рис. 5, б](#)). Подвижными звеньями типовых винтовых механизмов являются винт 1 и гайка 2.

Винт – это звено винтового механизма, выполненное в виде цилиндра, имеющего внешнюю рабочую поверхность в виде винтовой линии.

Гайка – это звено винтового механизма, выполненное в виде втулки, имеющей внутреннюю рабочую поверхность в виде винтовой линии.

В винтовых механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочей поверхности винта с рабочей поверхностью гайки. В этом случае вследствие разности скоростей движения контактирующих звеньев в зоне их контакта имеет место трение-скольжение, что приводит к интенсивному износу этих поверхностей, а также к росту потерь, уменьшению КПД и ресурса работы механизма. Для замены в винтовой паре трения-скольжения на трение-качение в схему винтового механизма вводят дополнительное звено, которое называется шариком. С целью повышения эффективности шариков в схеме обычно несколько, а полученный механизм является *шарико-винтовым*.

Рычажный механизм – это механизм, образованный звеньями, выполненными в виде стержневых конструкций-рычагов.

Рычажные механизмы широко распространены практически во всех видах машин. Все плоские рычажные механизмы сводятся к следующим типовым схемам ([рис. 6](#)):

- книвошипно-ползунный механизм ([рис. 6, а](#));
- шарнирный механизм ([рис. 6, б](#));
- кулисный механизм ([рис. 6, в](#));
- синусный механизм ([рис. 6, г](#));
- тангенсный механизм ([рис. 6, д](#)).

Подвижные звенья плоских рычажных механизмов могут совершать как простейшие виды движений, так и сложные.

К звеньям, совершающим вращательные движения, относятся кнившип, коромысло, кулиса и качающийся ползун.

Кнившип – это звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол более 360° ([рис. 6](#), звено 1).

Коромысло – это звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° ([рис. 6](#), звено 4).

Кулиса – это звено рычажного механизма, входящее в состав вращательных и поступательных кинематических пар и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° ([рис. 6](#), звено 5).

Качающийся ползун – это звено рычажного механизма, образующее поступательную кинематическую пару со штоком и вращательную кинематическую пару со стойкой.

Все представленные звенья взаимодействуют со стойкой. При этом кривошип в большинстве случаев является начальным, ведущим или задаваемым звеном.

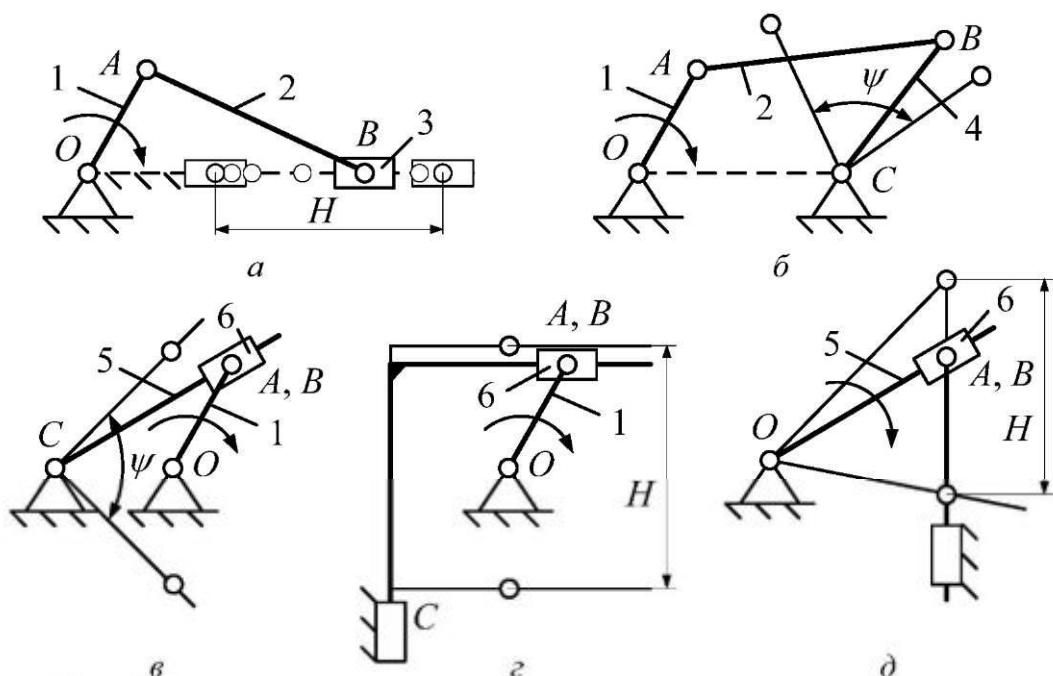


Рис. 6. Структурные схемы типовых плоских рычажных механизмов

К звеньям, совершающим поступательные движения, относятся ползун, камень и шток.

Ползун – это звено, образующее поступательную кинематическую пару со стойкой ([рис. 6](#), звено 3).

Камень – это звено, образующее поступательную кинематическую пару с кулисой ([рис. 6](#), звено 6).

Шток – это звено, образующее поступательную кинематическую пару с качающимся ползуном.

К звеньям, совершающие сложные движения, относятся шатуны.

Шатун – это звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями, не имеющими связей со стойкой ([рис. 6](#), звено 2).

Структура механизмов и ее дефекты

Структура механизма – это совокупность звеньев, образующих подвижные и неподвижные соединения. Структура механизма на уровне звеньев и структурных групп описывается структурной схемой.

Структурная схема – это графическое изображение механизма, выполненное без соблюдения масштабов с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ.

Все типовые механизмы обладают рациональной структурой, однако большинство действительных механизмов содержит дефекты структуры.

Рациональная структура – это структура механизма, которая не содержит дефектов.

К дефектам структуры механизмов относятся ([рис. 7](#)):

избыточные, или пассивные, связи – это связи в механизме, которые повторяют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяют реальной подвижности механизма;

местные подвижности – это подвижности механизма, которые не оказывают влияния на его передаточные функции, а введены в состав механизма с целями иного характера.

Дефекты структуры необходимо устранять или исключать. В качестве примера исключения (устранения) дефектов структуры рассмотрим плоский рычажный механизм, обладающий нерациональной структурой ([рис. 7](#)). Данный механизм сохраняет работоспособность только при условии, что длины звеньев находятся в следующих соотношениях: $l_{OA} = l_{BC}$, $l_{AB} = l_{DE} = l_{OC}$ и $l_{OD} = l_{EC}$. Следовательно, точки механизма образуют фигуру $OABC$, всегда представляющую собой параллелограмм. Тогда, не изменяя совершаемых движений звеньев механизма, можно удалить шатун 2, т. к. данное звено, образуя со звеньями 1 и 4 кинематические пары с центрами шарниров в точках D и E , налагает на эти звенья условия связи, не оказывающие влияния на характер их движения. При этом условия связи, наложенные шатуном 2 на звенья 1 и 4, являются пассивными, или избыточными. Подвижности кинематических пар с центрами шарниров в точках D и E представляют собой пример местных подвижностей, т. к. при их отсутствии подвижность остальных звеньев механизма не изменится. Аналогичная ситуация будет иметь место и при исключении из структуры механизма шатуна 3.

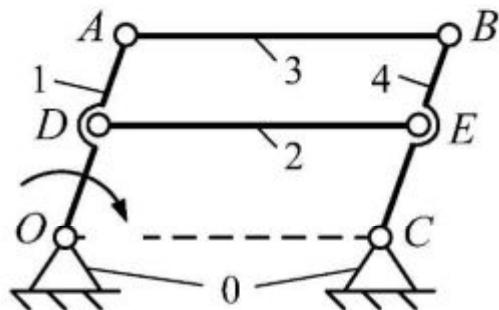


Рис. 7. Схема механизма с дефектами структуры

Структурный анализ механизмов

Структурный анализ – это исследование структуры механизма, т. е. определение числа звеньев и структурных групп, числа и вида кинематических пар, количества и вида кинематических цепей, числа основных и местных подвижностей, избыточных или пассивных связей.

Структурный анализ механизмов проводится с целью выявления дефектов их структуры.

В общем случае структурный анализ рычажных механизмов сводится к решению следующих задач:

для пространственных механизмов:

- 1) определение подвижности механизма;

2) определение маневренности механизма.

для плоских механизмов:

1) определение подвижности механизма;

2) определение состава структуры механизма.

Подвижность механизма – это число независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положения звеньев механизма на плоскости или в пространстве в рассматриваемый момент времени.

Подвижность механизмов рассчитывается по структурным формулам: плоских механизмов – по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

пространственных механизмов – по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

где n – количество подвижных звеньев; p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – число кинематических пар, соответственно, пятого, четвертого, третьего, второго и первого класса.

Маневренность – это подвижность манипулятора (пространственного рычажного механизма) при неподвижном выходном звене.

Обеспечение работоспособности манипулятора (пространственного рычажного механизма) возможно только при выполнении условия

$$m = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \geq 1,$$

где все слагаемые идентичны слагаемым, представленным выше.

Для решения второй задачи структурного анализа плоских рычажных механизмов профессором Л.В. Ассуром была предложена оригинальная структурная классификация, согласно которой механизмы, не имеющие избыточных связей и местных подвижностей, состоят из первичных (элементарных) механизмов и структурных групп звеньев.

Первичный механизм (ПМ) – это элементарный механизм, состоящий из двух звеньев, одно из которых неподвижное и которые образуют кинематическую пару с одной или несколькими подвижностями.

Структурная группа звеньев (СГЗ) – это кинематическая цепь, образованная подвижными звеньями, подвижность которой в пространстве и на плоскости равна нулю в любой момент времени, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие подобными свойствами.

Условие существования структурной группы с низшими кинематическими парами записывается следующим образом:

$$W_r = 3 \cdot n_r - 2 \cdot p_1 - p_2 = 0,$$

где W_r , n_r – подвижность и число подвижных звеньев структурной группы соответственно; p_1 , p_2 – количество кинематических пар соответствующей подвижности.

Структурные группы могут быть образованы четным количеством звеньев ([рис. 8](#)). Степень сложности структурной группы определяется ее классом, который устанавливается по количеству звеньев и кинематических пар с учетом числа вершин наиболее сложного звена. Соответственно, класс механизма определяется классом наиболее сложной структурной группы, входящей в его состав. В пределах класса структурные группы подразделяются на порядки. Порядок структурной группы соответствует числу поводков.

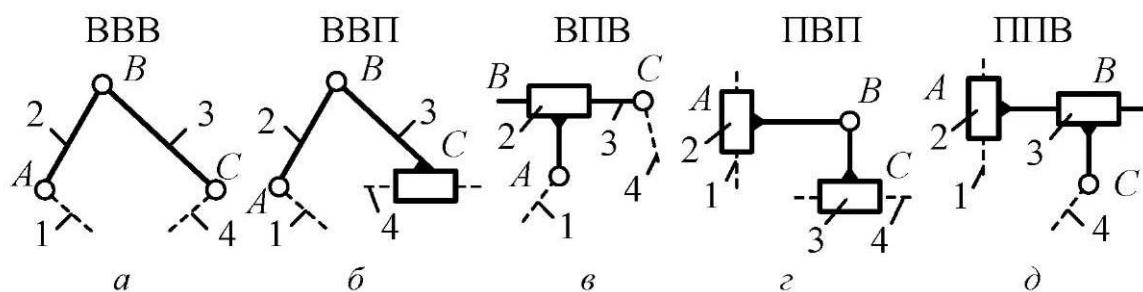


Рис. 8. Структурные группы второго класса

Поводок – это конечное звено структурной группы, одним элементом входящее в состав одной кинематической пары и имеющее второй свободный элемент звена.

В конструкциях рычажных механизмов наиболее часто используются структурные группы, состоящие из двух звеньев (2 и 3) и трех кинематических пар пятого класса и являющиеся группами второго класса ([рис. 8](#)). Механизмы, содержащие только структурные группы второго класса, относятся к механизмам второго класса.

Синтез механизмов

Синтез механизмов выполняется в два этапа. Первый этап называется структурным синтезом, а второй – метрическим синтезом.

Структурный синтез – это процесс проектирования новой или модернизации (усовершенствования) уже существующей структуры механизма, обладающей заданными свойствами: заданное число подвижностей, отсутст-

вие местных подвижностей и избыточных связей, минимум звеньев, использование кинематических пар определенного вида.

Результатом выполнения этапа структурного синтеза является структурная схема механизма, удовлетворяющая принятым критериям.

Метрический синтез – это процесс определения основных геометрических размеров звеньев механизма, которые наилучшим образом удовлетворяют заданным условиям и обеспечивают оптимальное сочетание качественных показателей.

Решением задач метрического синтеза является кинематическая схема механизма, удовлетворяющая критериям обоих этапов синтеза.

Кинематическая схема – это графическое изображение механизма, выполненное в определенном масштабном коэффициенте с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ, содержащее информацию о числе и виде движения звеньев, о виде и классе кинематических пар и о размерах звеньев.

В дисциплине «Теория механизмов и машин» принято кинематические схемы механизмов синтезировать в масштабном коэффициенте.

Масштабный коэффициент – это отношение действительной величины l , взятой в метрах, к длине отрезка $|l|$, измеряемого в миллиметрах и изображающего эту величину в составе кинематической схемы, м/мм:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|OA|},$$

где l_{OA} – действительная длина кривошипа, м; $|OA|$ – отрезок, взятый в миллиметрах и изображающий действительную длину кривошипа l_{OA} в принятом масштабном коэффициенте длин.

Показатели качества рычажных механизмов

Любые механизмы должны удовлетворять требованиям, заданным в техническом задании на их проектирование, соответствие которым характеризует качество механизмов. В общем случае качество структуры механизма определяется простотой конструкции, габаритами, экономичностью, технологичностью, работоспособностью и надежностью.

Технологичность – это показатель механизма, характеризующий степень использования стандартизованных и унифицированных деталей.

Работоспособность – это способность механизма выполнять свое служебное назначение при заданных условиях эксплуатации.

Надежность – это способность механизма выполнять свое служебное назначение в течение требуемого периода времени.

Оценка работоспособности механизма осуществляется по эксплуатационным факторам, к которым относятся прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость.

Прочность – это способность механизма обеспечивать сохранность начальных форм рабочих поверхностей звеньев его структуры.

Жесткость – это способность механизма сопротивляться действию внешних силовых факторов с наименьшими деформациями.

Износостойкость – это способность механизма сопротивляться действию внутренних силовых факторов с наименьшим износом рабочих поверхностей его звеньев.

Виброустойчивость – это способность механизма работать под действием заданных внешних силовых факторов.

Теплостойкость – это способность механизма работать в заданном температурном режиме.

Оценка надежности механизма осуществляется по эксплуатационным факторам, которыми являются безотказность, ремонтопригодность, долговечность и сохраняемость.

Безотказность – это способность механизма обеспечивать сохранность работоспособности в течение требуемого времени.

Ремонтопригодность – это способность механизма к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказа.

Долговечность – это способность механизма обеспечивать сохранность работоспособности до наступления предельного состояния.

Сохраняемость – это способность механизма сохранять свои свойства после хранения и транспортировки.

Ограничения и условия метрического синтеза формируют значения показателей, позволяющих выполнить оценку качества механизма. Дадим определения показателей качества рычажных механизмов.

Коэффициент полезного действия η – это величина, характеризующая количество полезно используемой механизмом суммарной энергии.

Рабочую зону плоских рычажных механизмов принято оценивать по диапазону перемещений выходного звена, называемому ходом механизма.

Ход механизма – это расстояние между начальным и конечным положениями его выходного звена.

Для кривошипно-ползунного (см. [рис. 6, а](#)), синусного ([рис. 6, г](#)) и тангенсного ([рис. 6, д](#)) механизмов ход вычисляется согласно определению данного параметра, а для шарнирного ([рис. 6, б](#)) и кулисного ([рис. 6, в](#)) механизмов значение данного параметра может быть найдено по выражению

$$H = \psi \cdot l,$$

где l , ψ – длина и угол, рад, размаха выходного звена.

Угол размаха коромысла или кулисы ψ – это острый угол между начальным и конечным положениями коромысла или кулисы ([рис. 6, б, в](#)).

Цикл работы любого механизма делится на две фазы – рабочего и холостого хода. На фазе рабочего хода осуществляется выполнение служебного назначения, а фаза холостого хода предназначена для завершения цикла движения и снятия остаточных напряжений с рабочих поверхностей звеньев.

Коэффициент неравномерности средней скорости – это коэффициент, характеризующий отношение времени холостого хода $T_{x,x}$ к времени рабочего хода $T_{p,x}$:

$$k = \frac{T_{x,x}}{T_{p,x}} = \frac{\pi - \theta}{\pi + \theta},$$

где θ – угол между положениями шатуна в крайних положениях механизма.

Для оценки качества передачи сил между звеньями плоских рычажных механизмов используется угол давления (рис. 9).

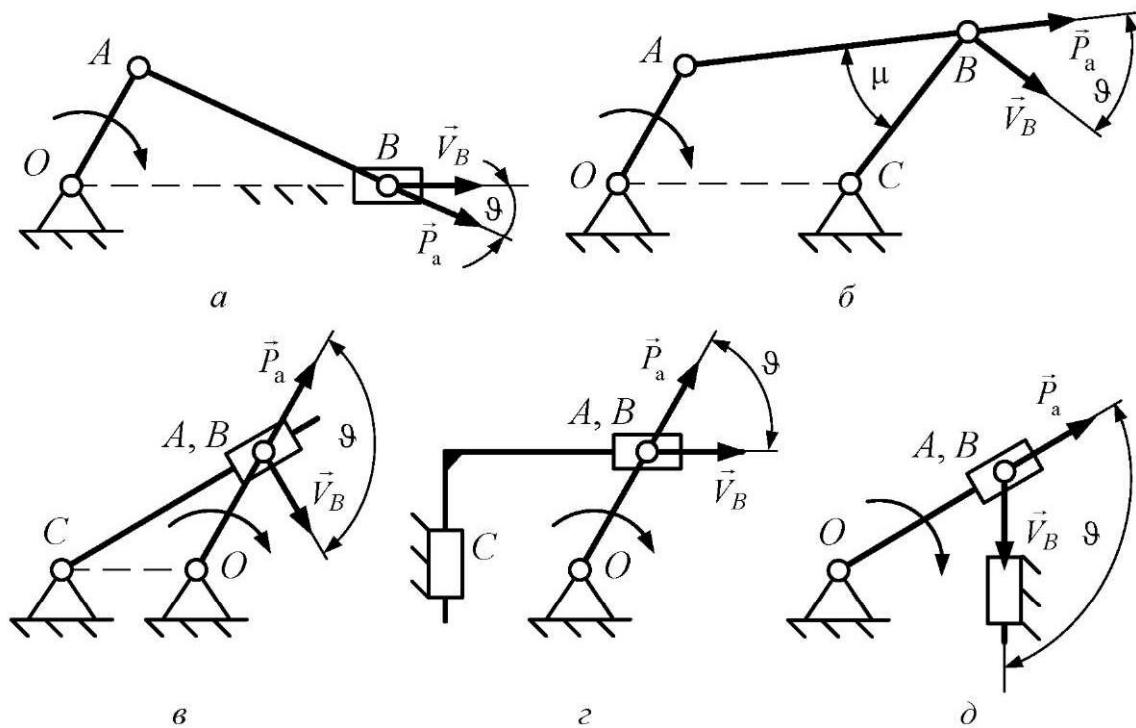


Рис. 9. Схемы определение углов давления типовых рычажных механизмов

Угол давления – это острый угол между вектором активной силы \vec{P}_a , действующей со стороны ведущего звена, и вектором скорости точки ее приложения.

Значение угла давления формирует величину движущей силы механизма. С уменьшением значения угла давления возрастает значение движущей силы Q , т. к.

$$Q = P_a \cdot \cos(\vartheta).$$

Из анализа выражения следует, что уменьшение значения угла давления приводит к росту значения движущей силы, а увеличение угла давления, соответственно, снижает эту силу. В процессе работы рычажных механизмов угол давления всегда $\vartheta \leq 90^\circ$. При величине угла давления $\vartheta > 90^\circ$ в механизмах может возникнуть заклинивание, или самоторможение.

Самоторможение, или *заклинивание* – это состояние механизма, сопровождаемое значениями углов давления, делающими невозможным движения звеньев при сколь угодно большом значении движущей силы.

Для исключения подобных ситуаций при синтезе механизмов задаются допустимыми значениями углов давления [9], руководствуясь следующими рекомендациями: для механизмов, звенья которых образуют только вращательные кинематические пары, допустимый угол давления лежит в диапазоне $[9] = 45 - 60^\circ$, а для механизмов, имеющих сочетание вращательных и поступательных кинематических пар, – $[9] = 30 - 45^\circ$.

При значениях угла давления $\vartheta = 90^\circ$ механизм находится в так называемых «мертвых» положениях, что в статике приводит к заклиниванию, в движении (динамике) механизм преодолевает подобные положения за счет дополнительного объема кинетической энергии.

Для оценки качества шарнирного механизма помимо угла давления используется угол передачи μ ([рис. 9.6](#)).

Угол передачи – это угол, определяющий взаимное расположение осей шатуна и коромысла шарнирного механизма.

Значения углов передачи и давления тесно взаимосвязаны, так увеличение угла давления приводит к уменьшению угла передачи.

Взаимосвязь значений углов передачи и давления характеризуется следующим образом:

$$\vartheta + \mu = 90^\circ.$$

Анализ выражения показывает, что увеличение угла давления приводит к уменьшению угла передачи и наоборот рост значений угла передачи обуславливает снижение угла давления. Одновременный рост или падение значений углов давления и передачи невозможен. При равенстве нулю одного из углов значение второго угла достигает максимума, т. е. 90° .

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Начертить структурную схему пространственного рычажного механизма.
2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.

3. Определить число подвижных звеньев, а также число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.
4. Определить число и вид кинематических цепей.
5. Выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).
6. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.
7. Считая выходное звено (схват) неподвижным, определить маневренность механизма.
8. Провести проверку полученных результатов.

Задание 2

1. Начертить структурную схему плоского рычажного механизма.
2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.
3. Определить число подвижных звеньев, а также вид совершающего движения и количество вершин.
4. Выявить число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.
5. Определить число и вид кинематических цепей.
6. Подсчитать количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).
7. Выявить наличие и устранить дефекты структуры.
8. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.
9. Выявить число, класс, вид и порядок структурных групп звеньев, а также число и подвижность первичных (элементарных) механизмов.
10. Записать формулу состава структуры механизма.
11. Провести проверку полученных результатов.
12. Определить класс механизма.

Задание 3

1. Выбрать масштабный коэффициент длин для плоского рычажного механизма.
2. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент.
3. Построить кинематическую схему механизма для заданного положения кривошипа.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое техническая система и какие составляющие элементы технической системы вы знаете?
2. Дайте определение понятия «модель» технической системы. Какими критериями руководствуются при составлении моделей?
3. Что такое машина и какие виды машин вам известны?
4. Поясните принцип образования основных видов технических систем: привод, машинный агрегат и машина-автомат. Дайте определения этих понятий.
5. Что такое механизм и какие виды механизмов вы знаете?
6. Дайте определение понятия «звено». Какие виды звеньев механизмов вам известны?
7. Что такое кинематическая пара и какие виды кинематических пар вы знаете?
8. Поясните отличия, а также достоинства и недостатки высших и низших кинематических пар.
9. Что такое кинематическая цепь и какие виды кинематических цепей вам известны?
10. Дайте определения понятий «типовой» и «идеальный» механизмы.
11. Что такое структура механизма и какие дефекты структуры механизмов вы знаете?
12. Дайте определение понятия «подвижность» механизма. Какие основные структурные формулы используются для ее определения?
13. Поясните состав структуры механизмов по Ассуру и дайте определения понятий «структурная группа» и «первичный механизм».
14. Как определяются класс, вид и порядок структурной группы?
15. Какие задачи решаются при выполнении структурного анализа плоских рычажных механизмов?
16. Как определяется подвижность пространственных рычажных механизмов?
17. Как определяется маневренность пространственных рычажных механизмов?
18. Поясните отличия этапов синтеза механизмов.
19. Как выполняется структурный синтез рычажных механизмов?
20. Как выполняется метрический синтез рычажных механизмов?
21. Охарактеризуйте качественные показатели рычажных механизмов.
22. Поясните отличия понятий «масштаб» и «масштабный коэффициент».
23. Дайте определения понятий «структурная» и «кинематическая схема» и поясните их отличия.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы

Изучить методы кинематического анализа, а также научиться выполнять кинематический анализ плоских рычажных механизмов, используя графоаналитические методы.

Краткие теоретические сведения

Кинематический анализ механизмов – это один из видов исследования механизмов, выполняемый без учета силовых факторов, действующих на их звенья в функции времени.

Кинематический анализ проводится для определения величин, направлений действия и закономерностей изменения кинематических параметров исследуемого механизма в функции времени.

В рамках кинематического анализа плоских рычажных механизмов решаются следующие задачи:

1) выявление возможных положений всех звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени;

2) определение величин линейных и относительных скоростей характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых скоростей всех звеньев;

3) определение величин линейных и относительных ускорений характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых ускорений всех звеньев.

При кинематическом анализе используются аналитический, графический и графоаналитический методы.

К графоаналитическим методам кинематического анализа относятся:

метод кинематических планов (метод планов);

метод кинематических диаграмм (метод диаграмм).

Оба метода дают примерно одинаковый по точности результат. Однако метод диаграмм в основном применяется для определения закона движения и кинематических параметров характерных точек выходных звеньев механизма. Метод планов позволяет найти кинематические параметры любых точек, принадлежащих звеньям механизма.

План положений механизма

Решением первой задачи кинематического анализа графоаналитическим методом является план положений механизма.

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый период времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение планов положений начинают с изображения элементов стойки, т. е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих ([рис. 10](#)). Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положения подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек. В большинстве случаев движение плоских рычажных механизмов носит периодический характер, т. е. по истечении определенного промежутка времени все процессы, имеющие место в механизме, повторяются. Следовательно, кинематический анализ плоских рычажных механизмов выполняют для одного периода их работы, т. е. за один оборот ведущего звена (кривошипа). Если ведущее звено совершает равномерное вращательное движение, то траекторией движения одной из его характерных точек является окружность. Данную траекторию (окружность) делят на равные части: 12, 24, 36, 48 и т. д. Каждой полученной точке присваивается соответствующий номер. За начальное положение принимается одно из крайних положений выходного звена ([рис. 10](#)).

Под крайними положениями подразумеваются такие положения выходных звеньев, в которых оси кривошипа 1 и шатуна 2 совпадают. Подобные положения точки *B* найдем, проведя из точки *O* дуги радиусами

$$R_1 = |AB| - |OA|,$$

$$R_2 = |AB| + |OA|,$$

где $|AB|$, $|OA|$ – отрезки, пропорциональные действительным длинам шатуна и кривошипа.

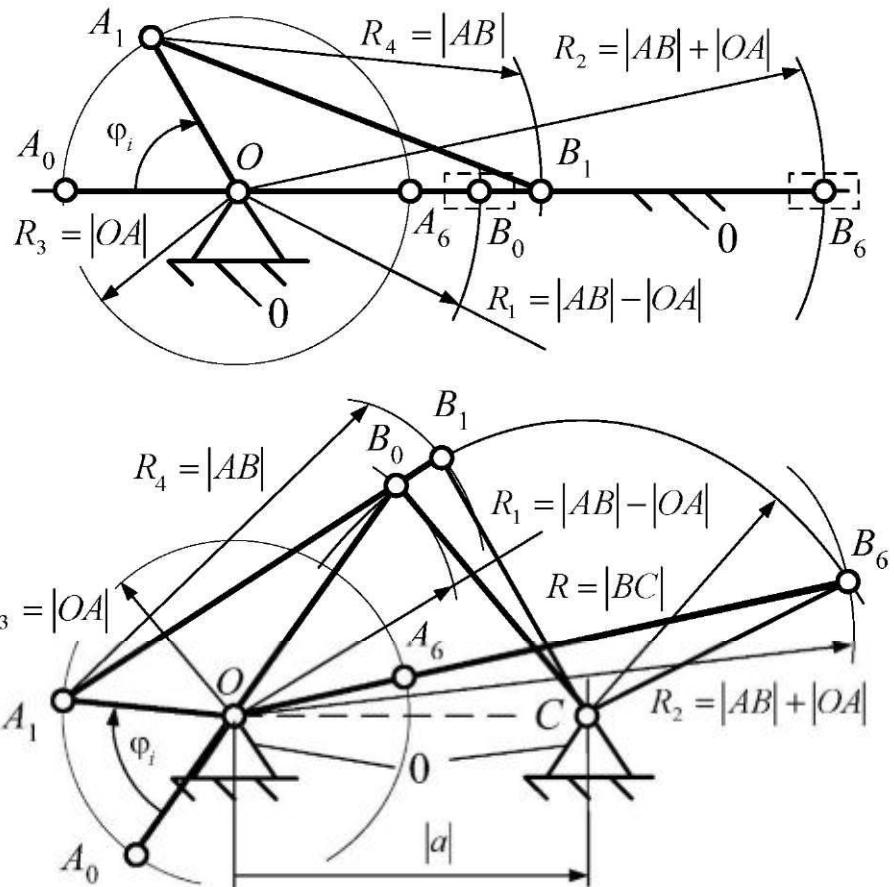


Рис. 10. Метрический синтез крайних положений выходных звеньев механизмов

Положения точки A , соответствующие крайним положениям точки B , найдем, проведя из точки O окружность радиусом $R_3 = |OA|$ (рис. 10). Для построения плана положений механизма необходимо от начального положения кривошипа в направлении его вращения отложить требуемый угол φ_i , соответствующий следующему положению кривошипа. Для определения положения точки B из полученной точки A проводится дуга радиусом $R_4 = |AB|$. Соединив выявленные точки, получаем новое положение звеньев механизма. Процесс построения повторяется до полного завершения построения плана положений, содержащего требуемое число положений ведущего звена.

Метод кинематических диаграмм

После построения планов положений необходимо перейти к построению диаграммы пути. Выбрав систему координат (рис. 11, а), задаемся масштабными коэффициентами оси пути S , м/мм, и оси времени t , мин/мм:

$$\mu_S = \frac{H}{|y|}, \quad \mu_t = \frac{60}{n \cdot l},$$

где n – число оборотов кривошипа, мин^{-1} ; $|y|$, l – произвольный отрезок, мм.

Одно из крайних положений выходного звена примем за начальное положение (см. [рис. 10](#)). Измерив отрезок $|B_0B_1|$, определим перемещение выходного звена относительно первого положения кривошипа. Отложив найденный отрезок, получим точку диаграммы пути, соответствующую первому положению кривошипа. Проведя аналогичные действия, определим точки диаграммы пути для всех остальных положений кривошипа. Соединив найденные точки плавной кривой, получим диаграмму пути, являющуюся функцией от времени $S = f(t)$ ([рис. 11, а](#)). Известно, что кривошип совершает вращательные движения с постоянной угловой скоростью, следовательно, можно утверждать, что за одинаковые промежутки времени кривошип перемещается на одинаковые угловые расстояния. Это позволяет с осью времени совместить ось угла поворота кривошипа ϕ , а полученную диаграмму считать функцией от этого параметра $S = f(\phi)$.

Для решения второй задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование кривой пути, построим *диаграмму аналога скорости*. Масштабный коэффициент оси времени системы координат ([рис. 11, б](#)) приравняем к масштабному коэффициенту аналогичной оси диаграммы пути. На продолжении оси времени отложим отрезок h_1 . В результате получим точку p_1 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога скорости, $\text{м}/(\text{с} \cdot \text{мм})$, определим по формуле

$$\mu_{\frac{ds}{dt}} = \frac{\mu_s}{h_1 \cdot \mu_t},$$

Через точки, лежащие на кривой пути и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку p_1) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси аналога скорости с лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям скорости выходного звена относительно каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы аналога скорости относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, построим диаграмму аналога скорости, являющуюся функцией от времени $\frac{ds}{dt} = f(t)$ ([рис. 11, б](#)). Так как диаграмма пути – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа ϕ , то полученная диаграмма аналога скорости также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа ϕ , т. е. $\frac{ds}{dt} = f(\phi)$.

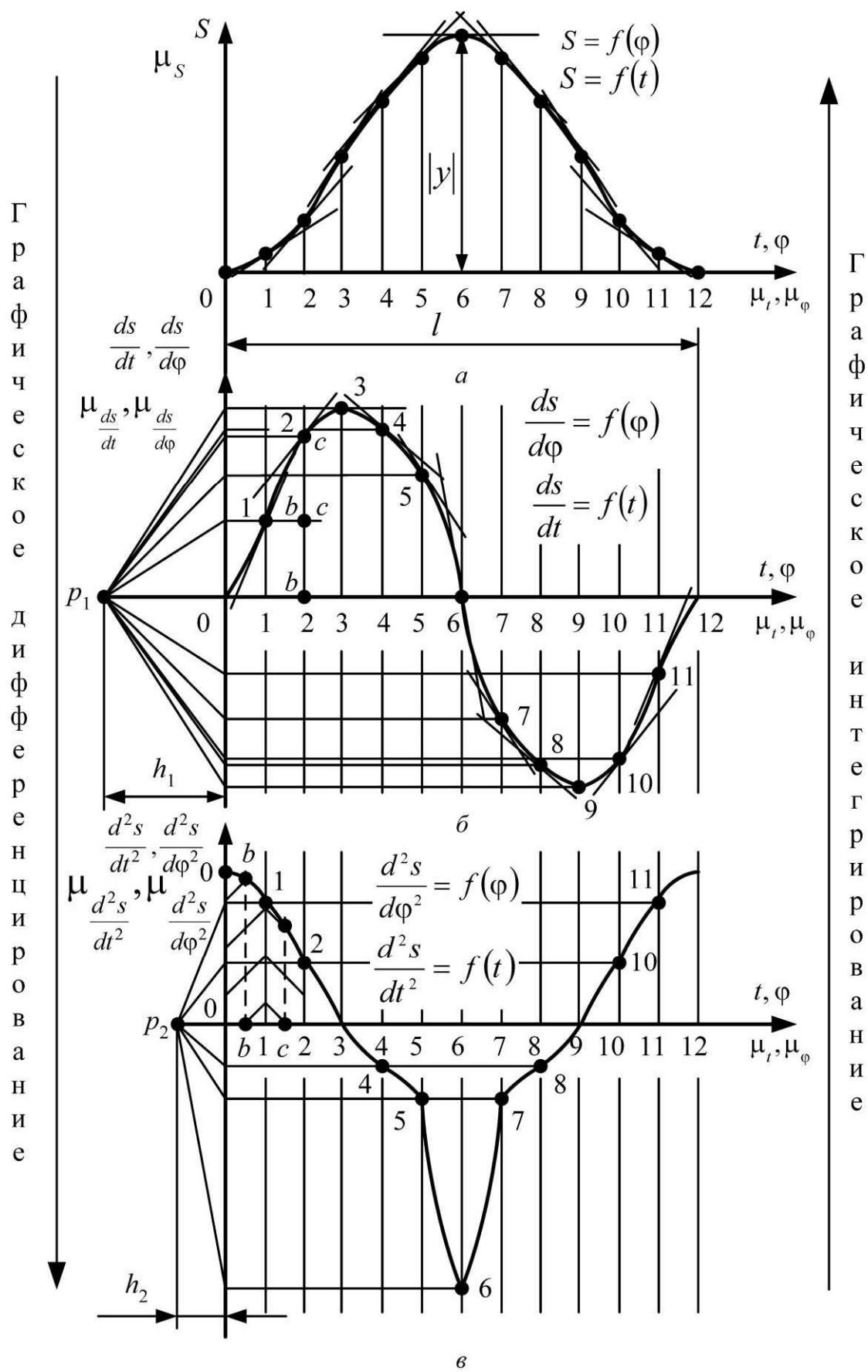


Рис. 11. Кинематические диаграммы

Для решения третьей задачи кинематического анализа, используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построим *диаграмму аналога ускорения*. Масштабный коэффициент оси времени системы координат ([рис. 11, б](#)) приравняем к масштабным коэффициентам аналогичных осей предшествующих диаграмм. На продолжении оси времени отложим отрезок h_2 . В результате получим точку p_2 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога ускорения, $\text{м}/(\text{с}^2 \cdot \text{мм})$, рассчитаем по формуле

$$\mu_{\frac{d^2s}{dt^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{dt}}}{h_2 \cdot \mu_t}.$$

Через точки, лежащие на кривой аналога скорости и соответствующие каждому положению кривошипа, проведем касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования (точку p_2) проведем лучи параллельно каждой касательной. Точки пересечения оси ускорений с лучами отсекают отрезки, пропорциональные значениям ускорения выходного звена для каждого положения кривошипа. Отложив найденные отрезки, получим точки диаграммы ускорения относительно всех положений кривошипа. Соединив эти точки плавной кривой, построим диаграмму аналога ускорения, являющуюся функцией от времени $\frac{d^2s}{dt^2} = f(t)$ ([рис. 11, б](#)). Так как диаграмма аналога скорости – это не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа ϕ , то полученная диаграмма аналога ускорения также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа ϕ , т. е. $\frac{d^2s}{dt^2} = f(\phi)$.

Рассмотренный пример кинематического анализа методом диаграмм основан на *графическом дифференцировании*. Однако если требуется обеспечить закон движения выходного звена механизма, необходимо использовать *графическое интегрирование*. Выбрав систему координат и масштабные коэффициенты осей аналога ускорения a и времени t , построим диаграмму аналога ускорения ([рис. 11, б](#)) согласно заданному закону.

Для построения диаграммы аналога скорости воспользуемся графическим интегрированием, т. е. приращение скорости за промежуток времени 0–1 пропорционально площади фигуры 0011. На середине отрезка оси времени 0–1 возьмем точку b , через которую параллельно оси ускорений проведем прямую bb . Приравняв отрезок $|bb|$ к отрезку $|11|$ и отложив его в первом положении, получим точку искомой диаграммы аналога скорости ([рис. 11, б](#)). Проведя подобные действия, найдем отрезок $|cc|$, значение которого пропорционально приращению скорости выходного звена за промежуток времени 1–2. Отложив отрезок $|22|$, равный сумме отрезков $|bb|$ и $|cc|$, получим точку ис-

комой диаграммы аналога скорости во втором положении. По аналогии строятся остальные точки диаграмм аналога скорости $V = f(t)$ (рис. 11, б) и пути $S = f(t)$ (рис. 11, а).

Метод кинематических планов

Планы скоростей и ускорений являются решением второй и третьей задач кинематического анализа. Построение планов скоростей и ускорений выполняется в соответствующем масштабном коэффициенте и основано на графическом решении векторных уравнений распределения величин скоростей и ускорений между характерными точками механизма.

План скоростей – это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных скоростей.

Масштабный коэффициент плана скоростей, $\text{м}/(\text{с} \cdot \text{мм})$, рассчитывается по выражению

$$\mu_V = \frac{V_{AO}}{|pa|},$$

где $|pa|$ – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана скоростей вытекают его *свойства*:

1) все векторы, составляющие план, являются векторами скоростей характерных точек механизма;

2) все векторы скоростей, выходящие из полюса плана (точки p), являются векторами абсолютных линейных скоростей характерных точек механизма;

3) все векторы скоростей, не проходящие через полюс плана (точку p), являются векторами относительных скоростей характерных точек механизма;

4) скорости характерных точек механизма, равные нулю, изображаются точечными векторами, лежащими в полюсе плана скоростей (точке p).

Угловая скорость – это отношение скорости относительного движения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия угловой скорости указывает вектор относительной скорости характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана скоростей в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а к свободной характерной точке прикладывается шарнирно-неподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора относительной скорости получает возможность совершать вращательное

движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия угловой скорости этого звена.

План ускорений – это пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы абсолютных ускорений характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных ускорений.

Масштабный коэффициент плана ускорений, $\text{м}/(\text{с}^2 \cdot \text{мм})$, определяется по формуле

$$\mu_a = \frac{a_{OA}^n}{|\pi a|},$$

где $|\pi a|$ – произвольный отрезок, мм.

Из определения плана ускорений вытекают его *свойства*:

- 1) все векторы, составляющие план, являются векторами ускорений характерных точек механизма;
- 2) все векторы ускорений, выходящие из полюса плана (точки π), являются векторами абсолютных ускорений характерных точек механизма;
- 3) все векторы ускорений, не проходящие через полюс плана (точку π), являются векторами относительных ускорений характерных точек механизма;
- 4) ускорения характерных точек механизма, равные нулю, изображаются точечными векторами, совпадающими с полюсом плана ускорений (точкой π).

Следствие из свойства 4. Если тангенциальные или касательные ускорения характерных точек механизма равны нулю, то они изображаются точечными векторами, совпадающими на плане ускорений с вершинами нормальных или радиальных векторов ускорений этих же точек механизма.

Угловое ускорение – это отношение тангенциального ускорения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия углового ускорения указывает вектор тангенциального ускорения характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана ускорений в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма. При этом разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а к свободной характерной точке прикладывается шарнирно-неподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора тангенциального ускорения получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия этого вектора. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия углового ускорения этого звена.

Теорема подобия

Модели плоских рычажных механизмов могут содержать характерные точки, являющиеся центрами кинематических пар, которые образованы звеньями, не имеющими связей с элементами стойки. Определение скоростей и ускорений подобных точек осуществляется по *теореме подобия*, которая формулируется следующим образом: отрезки, соединяющие точки на схеме (плане положений) механизма, и отрезки, соединяющие одноименные точки на планах скоростей или ускорений, образуют подобные фигуры.

Если порядок букв при обходе по контуру в выбранном направлении одинаков, то подобные фигуры к тому же и сходственно расположены. Фигура, полученная на плане ускорений, будет повернута относительно исходной фигуры схемы (плана положений) механизма на некоторый угол в направлении вращения ведущего звена.

Согласно формулировке теоремы подобия, получаем: характерная точка, являющаяся центром кинематической пары, образованной звеньями механизма, не имеющими связей со стойкой, лежит на схеме механизма на некотором звене, следовательно, одноименная точка как на плане скоростей, так и на плане ускорений расположена на отрезке, изображающем это звено в составе обоих планов. Составив пропорцию, характеризующую отношение действительных длин звеньев и отрезков, соответствующих этим параметрам в составе планов, найдем длину отрезка, определяющего положение рассматриваемой точки как на плане скоростей, так и на плане ускорений. Отложив длину полученного отрезка на планах скоростей и ускорений, установим положение искомой точки. Соединив найденные точки с полюсами планов, получим отрезки, пропорциональные, соответственно, векторам скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки. Полученные векторы скорости и ускорения будут направлены от полюсов планов к найденным точкам. Значения скорости и ускорения рассматриваемой характерной точки рассчитаем как произведение длины отрезка с соответствующего плана на его масштабный коэффициент.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Проанализировать структурную схему плоского рычажного механизма для выявления взаимодействия его звеньев.
2. Выбрать масштабный коэффициент длин.
3. Перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент.
4. По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определить крайние (граничные) положения выходного(ых) звена(ьев).

5. Построить кинематические схемы механизма для обоих крайних (граничных) положений выходного(ых) звена(ьев).

6. Считая одно из крайних положений начальным, построить план положений механизма для заданного количества положений ведущего (входного) звена.

7. Определить коэффициент неравномерности средней скорости и ход механизма.

8. Выявить положения ведущего звена механизма, в которых угол давления принимает максимальные и минимальные значения.

Задание 2

1. Проанализировать план положений плоского рычажного механизма.

2. Выбрать масштабные коэффициенты осей времени и пути.

3. Построить диаграмму пути.

4. Выбрать масштабный коэффициент оси аналога скорости.

5. Используя графическое дифференцирование диаграммы пути, построить диаграмму аналога скорости.

6. Выбрать масштабный коэффициент оси аналога ускорения.

7. Используя графическое дифференцирование диаграммы аналога скорости, построить диаграмму аналога ускорения.

8. Выявить значения углов положения ведущего (входного) звена, при которых скорость и ускорение характерной(ых) точки(ек) выходного(ых) звена(ьев) достигает(ют) минимума и максимума.

Задание 3

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.

2. Определить характерные точки механизма.

3. Выявить траектории движения всех характерных точек механизма.

4. Составить векторные уравнения, описывающие распределение скоростей между характерными точками механизма.

5. Выбрать масштабный коэффициент скоростей.

6. Решая векторные уравнения, построить план скоростей для заданного положения ведущего (входного) звена.

7. Определить значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

Задание 4

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Составить векторные уравнения, описывающие распределение ускорений между характерными точками механизма
3. Выбрать масштабный коэффициент ускорений.
4. Решая векторные уравнения, построить план ускорений для заданного положения ведущего (входного) звена.
5. Определить значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для заданного положения ведущего (входного) звена.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите цели и задачи кинематического анализа плоских рычажных механизмов.
2. Какие методы кинематического анализа механизмов вы знаете?
3. Поясните отличия графоаналитических методов кинематического анализа плоских рычажных механизмов.
4. Дайте определение понятия «план положений механизма» и поясните принцип его построения.
5. Как рассчитывается значение масштабного коэффициента плана положений механизма?
6. Какие положения выходного(ых) звена(ьев) называются «крайними» (граничными) положениями и как их определить?
7. Дайте определение понятий «коэффициент неравномерности средней скорости» и «ход механизма». Как определить их значения?
8. Поясните суть метода кинематических диаграмм.
9. Как определить значения масштабных коэффициентов осей времени, пути, аналогов скорости и ускорения?
10. Поясните суть и отличия графического дифференцирования и графического интегрирования.
11. Поясните суть метода кинематических планов.
12. Как построить план скоростей?
13. Как построить план ускорений?
14. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых скоростей звеньев механизма.
15. Поясните принцип определения значений и направлений действия угловых ускорений звеньев механизма.
16. Дайте формулировку теоремы подобия и поясните область ее применения.
17. В чем заключаются отличия метода кинематических диаграмм и метода планов?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

СИНТЕЗ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы

Изучить виды и методы построения динамических моделей механизмов, а также научиться составлять и определять основные параметры динамических моделей плоских рычажных механизмов.

Краткие теоретические сведения

Раздел «Динамика» предполагает изучение процессов или явлений, протекающих в технических системах под действием силовых факторов в функции времени, а также определение значений и закономерностей изменения динамических параметров исследуемой системы в функции времени. Динамические параметры любой технической системы делятся на две группы: силовые (силы и моменты пар сил) и инерциальные (массы и моменты инерции звеньев).

Исследование динамики технических систем выполняется по их динамическим моделям.

Динамическая модель – это модель технической системы, предназначенная для исследования ее параметров в функции времени.

К методам обеспечения эквивалентности динамической модели относятся:

кинетостатический метод – это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы, основанный на уравнениях силового равновесия;

энергетический метод – это метод обеспечения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы, основанный на уравнениях энергетического равновесия.

В соответствии с методами обеспечения эквивалентности динамической модели в разделе «Динамика» различают два вида анализа технических систем: силовой анализ и динамический анализ.

Динамический и силовой анализы

Динамический анализ – это вид исследования подвижных технических систем, изучающий процессы, протекающие в этих системах под действием силовых факторов в функции времени.

Задачами динамического анализа являются:

определение закона движения технической системы при заданном управляющем силовом воздействии;

определение требуемого управляющего силового воздействия, обеспечивающего заданный закон движения технической системы.

Силовой анализ – это вид исследования технических систем, изучающий процессы, имеющие место в этих системах под действием силовых факторов, исходя из условий статики.

Задачами силового анализа являются:

определение значений и направлений действия уравновешивающей силы и уравновешивающего момента (управляющего силового воздействия);

определение значений и направлений действия реакций связей кинематических пар.

Силовой анализ выполняется с использование следующих методов: статического, кинетостатического и кинетостатического с учетом трения.

Статический – это метод силового анализа технических систем, базирующийся на уравнениях статического равновесия. Применяется при анализе технических систем, находящихся в покое или движущихся с малыми скоростями, а также в случаях, когда неизвестны массы и моменты инерции звеньев системы.

Кинетостатический – это метод силового анализа подвижных технических систем, основанный на *принципе Даламбера*, который имеет следующую формулировку: если к внешним силовым факторам, действующим на звенья технической системы, добавить силы и моменты пар сил инерции, то данная система будет находиться в квазистатическом равновесии и силовой анализ этой системы можно выполнять с использованием уравнений кинетостатического равновесия. Применяется для анализа подвижных технических систем при известных массах и моментах инерции звеньев.

Кинетостатический с учетом трения – это метод силового анализа подвижных технических систем, базирующийся на уравнениях равновесия, составленных с учетом сил трения и моментов пар сил трения. Применяется для анализа подвижных технической системы при известных размерах и характеристиках материалов элементов кинематических пар.

Динамические модели плоских рычажных механизмов

Независимо от вида анализа технической системы ее динамические модели составляются с помощью метода приведения, который позволяет задачу о движении системы звеньев свести к более простой задаче о движении одного звена и подвижной точки этого звена. Данное звено называется *звеном приведения*, а его подвижная точка – *точкой приведения*. В качестве звена приведения рекомендуется выбирать ведущее звено, а за точку приведения принимать подвижную точку этого звена ([рис. 12](#)).

Динамическая модель для силового анализа ([рис. 12, а](#)) составляется с использованием кинетостатического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы достаточно учесть только силовые параметры, т. е. силы и моменты пар

сил. При этом все силовые факторы, действующие на подвижные звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется уравновешивающей силой.

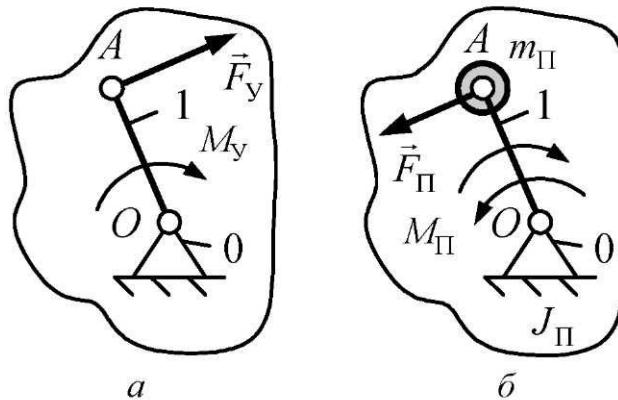


Рис. 12. Динамические модели технических систем

Уравновешивающая сила F_y – это теоретическая сила, действующая на звено приведения с целью обеспечения заданного закона движения.

Вектор уравновешивающей силы прикладывается к точке приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена приведения, и вектор этой силы направлен по движению звена приведения. Наличие уравновешивающей силы на звене приведения служит причиной возникновения уравновешивающего момента пары сил:

$$M_y = F_y \cdot l_{\pi}, \quad (1)$$

где l_{π} – расстояние между точкой приведения и осью вращения звена приведения (длина звена приведения), м.

Уравновешивающий момент пары сил M_y – это момент теоретической пары сил, действующей на звено приведения с целью обеспечения заданного закона движения.

Динамическая модель для динамического анализа ([рис. 12, б](#)) составляется с использованием энергетического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы необходимо учесть силовые и инерциальные параметры. При этом все силовые факторы, действующие на ведомые звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется приведенной.

Приведенная сила – это теоретическая сила, которая вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$F_{\pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{V_{\pi}},$$

где $\sum_{i=1}^n N_i$ – сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, Н; $V_{\text{пп}}$ – скорость точки приведения, м/с; n – количество приводимых звеньев технической системы.

Вектор приведенной силы прикладывается к точке приведения, направлен против движения звена приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена. Наличие приведенной силы на звене приведения служит причиной возникновения приведенного момента пары сил:

$$M_{\text{пп}} = F_{\text{пп}} \cdot l_{\text{пп}}. \quad (2)$$

Приведенный момент пары сил – это момент теоретической пары сил, который вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$M_{\text{пп}} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\omega_{\text{пп}}},$$

где ω_i – угловая скорость звена приведения, c^{-1} .

Сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, рассчитывается по формуле

$$\sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^f (F_i \cdot V_i \cdot \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i)) + \sum_{i=1}^m (M_i \cdot \omega_i),$$

здесь ω_i – угловая скорость i -го звена; f, m – соответственно, количество внешних сил и внешних моментов пар сил, действующих на ведомые звенья.

Каждое звено технической системы обладает массой, следовательно, массы всех приводимых звеньев заменяют приведенной массой.

Приведенная масса – это теоретическая масса, прикладываемая к точке приведения и обладающая кинетической энергией, равной удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$m_{\text{пп}} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{V_{\text{пп}}^2},$$

где $\sum_{i=1}^n E_i$ – сумма кинетических энергий приводимых звеньев.

Приведенная масса прикладывается в точку приведения и является причиной возникновения приведенного момента инерции:

$$J_{\text{п}} = m_{\text{п}} \cdot l_{\text{п}}^2. \quad (3)$$

Приведенный момент инерции – это теоретический момент инерции, которым должно обладать звено приведения, чтобы его кинетическая энергия была равна удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

$$J_{\text{п}} = \frac{2 \sum_{i=1}^n E_i}{\omega_{\text{п}}^2}.$$

Сумма кинетических энергий приводимых звеньев определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^{p+k} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} \right) + \sum_{i=1}^{r+k} \left(\frac{J_{si} \cdot \omega_i^2}{2} \right),$$

где m_i – масса i -го звена, кг; V_{si} – скорость центра масс i -го звена, м/с; J_{si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, кг · м²; ω_i – угловая скорость i -го звена, с⁻¹; r , p , k – число звеньев, совершающих вращательное, поступательное или сложное движение соответственно.

Внешние силовые факторы

Каждое звено технической системы, обладая собственной массой, находится под действием силы тяжести. Силы тяжести являются следствием действия на звенья технической системы притяжения Земли и относятся к внешним движущим силовым факторам.

Внешние силовые факторы – это силы и моменты пар сил, действующие на техническую систему (механизм) со стороны внешних систем (механизмов) и совершающие работу над этой системой (механизмом). К ним относятся движущие силовые факторы и силовые факторы сопротивления. Факторами сопротивления являются силовые факторы полезного сопротивления и силовые факторы трения.

Сила тяжести i -го звена, H , рассчитывается по формуле

$$G_i = g \cdot m_i,$$

где m_i – масса i -го звена, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

Масса i -го звена, кг, определяется следующим образом:

$$m_i = k_i \cdot l_i,$$

здесь l_i , k_i – длина и коэффициент удельной массы i -го звена.

Коэффициент удельной массы выбирается из следующих интервалов:

для кривошипов – 8–12 кг/м;

для шатунов – 15–20 кг/м;

для коромысел и кулис – 25–40 кг/м.

Масса ползуна, кг, вычисляется по выражению

$$m_{ii} = (0,5 \dots 0,7) \cdot m_{ii},$$

где m_{ii} , m_{ii} – соответственно, масса ползуна и масса шатуна, образующего с этим ползуном вращательную кинематическую пару.

Теоретические силовые факторы

Теоретические силовые факторы – это силы и моменты пар сил, которые не существуют в реальности, а используются в различных видах анализа технических систем с целью их упрощения. К ним относятся приведенные силовые факторы и силовые факторы инерции.

Силовые факторы инерции

Силовыми факторами инерции являются силы инерции и моменты пар сил инерции.

Сила инерции, H , вычисляется по формуле

$$F_{ii} = m_i \cdot a_{si},$$

где m_i – масса i -го звена, кг; a_{si} – ускорение центра масс i -го звена, м/с².

Для определения линии и направления действия главного вектора силы инерции используется уравнение

$$\vec{F}_{ii} = -m_i \cdot \vec{a}_{si}.$$

Знак «–» в этой формуле означает, что вектор силы инерции лежит на линии действия ускорения центра масс i -го звена и направлен этот вектор противоположно направлению действия вектора ускорения центра масс (рис. 13). При этом вектор ускорения центра масс i -го звена определяется с помощью теоремы подобия на плане ускорений.

Момент пары сил инерции, $H \cdot m$, вычисляется по формуле

$$M_{ii} = -J_{si} \cdot \varepsilon_i,$$

где J_{si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ε_i – угловое ускорение i -го звена, с^{-2} .

Знак «–» в формуле означает, что направление действия момента пары сил инерции i -го звена противоположно направлению действия углового ускорения этого же звена ([рис. 13](#)).

Звено движется поступательно с некоторым ускорением.

Случай 1. Звено 2 движется поступательно по подвижному звену 1 ([рис. 13, а](#)). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции \vec{F}_{e2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции M_{e2} , действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена.

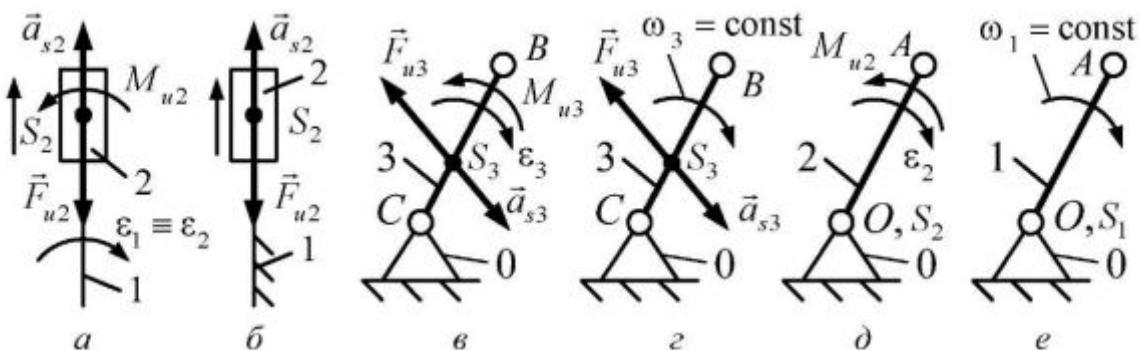


Рис. 13. Теоретические силовые факторы для частных случаев движения звеньев

Случай 2. Звено 2 движется поступательно по неподвижному звену 1 ([рис. 13, б](#)). Центр масс звена 2 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции \vec{F}_{e2} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, а момент пары сил инерции M_{u2} равен нулю, т. к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\varepsilon_2 = 0 \Rightarrow M_{u2} = 0$.

Звено совершает вращательное движение.

Случай 1. Звено 3 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения ([рис. 13, в](#)). Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции \vec{F}_{u3} , направленный противоположно вектору ускорения центра масс, и момент пары сил инерции M_{u3} , действующий противоположно направлению углового ускорения этого звена

Случай 2. Звено 3 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена не совпадает с осью вращения ([рис. 13, г](#)). Центр масс звена 3 является подвижным, следовательно, на звено действует вектор силы инерции \vec{F}_{e3} , направленный противоположно вектору ускорения центра

масс, а момент пары сил инерции M_{ii3} равен нулю, т. к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\epsilon_3 = 0 \Rightarrow M_{ii3} = 0$.

Случай 3. Звено 2 совершает вращательное движение с некоторым ускорением, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения ([рис. 13, д](#)). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено действует момент пары сил инерции M_{ii2} , направленный противоположно угловому ускорению этого звена, сила инерции равна нулю, т. к. ускорение центра масс равно нулю, т. е. $a_{s2} = 0 \Rightarrow F_{ii2} = 0$.

Случай 4. Звено 1 совершает равномерное вращательное движение, а центр масс этого звена совпадает с осью вращения ([рис. 13, е](#)). Центр масс звена 2 является неподвижным, следовательно, на звено не действует ни сила инерции, ни момент пары сил инерции, т. к. ускорение центра масс равно нулю, т. е. $a_{s1} = 0 \Rightarrow F_{ii1} = 0$, и момент пары сил инерции равен нулю, т. к. угловое ускорение этого звена равно нулю, т. е. $\epsilon_1 = 0 \Rightarrow M_{ii1} = 0$.

Приведенные силовые факторы

Приведенными силовыми факторами, действующими на звенья технических систем, являются приведенная масса и приведенный момент инерции.

В общем случае значение приведенной массы любой технической системы характеризуется следующим выражением:

$$m_{ii} = m_{ii}^I + m_{ii}^{II}, \quad (4)$$

где m_{ii}^I , m_{ii}^{II} – постоянная и переменная части приведенной массы.

Постоянная часть приведенной массы, кг, рассчитывается по формуле

$$m_{ii}^I = m_{ii}^3 + m_{ii}^{II} + m_1, \quad (5)$$

здесь m_{ii}^3 , m_{ii}^{II} , m_1 – приведенные массы, соответственно, энергетической машины, преобразующего устройства и ведущего звена плоского рычажного механизма рабочей машины.

Условиями лабораторной работы величины приведенных масс энергетической машины и преобразующего устройства не заданы, следовательно, значения этих параметров приравниваем к нулю, тогда выражение (5) примет вид

$$m_{ii}^I = m_1. \quad (6)$$

Переменная часть приведенной массы определяется по выражению

$$m_{\text{п}}^{\text{II}} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_{\text{п}}^2} = \frac{2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} E_i}{V_A^2}, \quad (7)$$

где $V_{\text{п}} = V_A$ – линейная скорость звена приведения; $\sum_{i=1}^{n-1} E_i$ – сумма кинетических энергий, развиваемых приводимыми звеньями механизма; n – количество подвижных звеньев механизма.

Сумма кинетических энергий, развиваемых приводимыми звеньями кривошипно-ползунного механизма, вычисляется по выражению

$$\sum_{i=1}^{n-1} E_i = E_2 + E_3 + \dots + E_{n-1}. \quad (8)$$

Кинетическая энергия каждого приводимого звена технической системы выражается через кинематические параметры в зависимости от видов движения, ими совершаемых. При этом кинематические параметры технической системы выражаются через элементы планов скоростей.

Подставив последовательно выражения для кинематических параметров в выражение (8), затем (8) в (7) и упростив, получим

$$m_{\text{п}}^{\text{II}} = \sum_{i=1}^{n-1} \left(|v_i|^2 \cdot k_i \right), \quad (9)$$

где $|v_i|$ – отрезки, изображающие вектора скоростей в составе плана скоростей; k_i – коэффициент, учитывающий значения постоянных параметров i -го звена технической системы.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних и теоретических силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести, сил инерции и моментов пар сил инерции.
3. Составить расчетную модель (схему), установив для механизма квазистатическое равновесие.

4. Используя кинетостатический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель механизма, пригодную для выполнения силового анализа.
5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В. И. Жуковского, определить значение уравновешивающей силы.
7. По выражению (1) рассчитать величину уравновешивающего момента пары сил.

Задание 2

1. Проанализировать кинематическую схему плоского рычажного механизма.
2. Определить значения и направления внешних силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести.
3. Составить расчетную модель (схему) механизма.
4. Используя энергетический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построить динамическую модель, пригодную для выполнения динамического анализа механизма.
5. Построить повернутый план скоростей.
6. Используя теорему В. И. Жуковского, рассчитать значение приведенной силы.
7. По выражению (2) определить величину приведенного момента пары внешних сил.
8. Используя равенство (6), вычислить значение постоянной части приведенной массы.
9. Используя выражение (9), вывести уравнение для расчета переменной части приведенной массы и определить ее значение.
10. По равенствам (3) и (4) найти величины приведенного момента инерции и приведенной массы механизма.

Задание 3

Сравнить динамические модели, полученные по результатам выполнения заданий 1 и 2, и сделать соответствующий вывод.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Поясните цели и задачи, решаемые в разделе «Динамика». Какие основные динамические параметры механизмов вы знаете?
2. Какие виды анализа механизмов раздела «Динамика» вам известны?

3. Дайте определения понятия «динамическая модель». Какие методы обеспечения эквивалентности динамических моделей механизмов вы знаете?
4. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа.
5. Дайте определения понятий «уравновешивающая сила» и «уравновешивающий момент пары сил».
6. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения силового анализа, вам известны?
7. Поясните принцип построения динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа.
8. Дайте определения понятий «приведенная сила» и «приведенный момент пары сил».
9. Дайте определения понятий «приведенная масса» и «приведенный момент инерции».
10. Какие параметры динамической модели, пригодной для выполнения динамического анализа, вам известны?
11. Запишите выражение для определения суммы мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого выражения.
12. Представьте равенство для определения суммы кинетических энергий, развиваемых приводимыми силами, и поясните все составляющие этого равенства.
13. Чем отличаются динамическая модель механизма для выполнения силового анализа и динамическая модель механизма для выполнения динамического анализа?
14. Приведите классификацию силовых факторов, действующих на звенья механизмов.
15. Дайте определения внешних силовых факторов, действующих на звенья механизмов, и поясните, как определить их значения.
16. Дайте определения внутренних силовых факторов и поясните, как определить их значения и направления действия.
17. Дайте определения теоретических силовых факторов и поясните, как определить их значения и направления действия.
18. Поясните формулировку принципа Даламбера и область его использования.
19. Дайте определение теоремы И. Е. Жуковского и поясните область ее применения.
20. Какие режимы движения технической системы вы знаете?
21. Поясните суть метода приведения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы

Изучить основные виды механизмов с высшими кинематическими парами, а также научиться определять геометрические параметры эвольвентных зубчатых колес.

Инструменты: набор зубчатых колес, мерительный инструмент (штангенциркуль).

Краткие теоретические сведения

Реализация структур технических систем только низшими кинематическими парами не всегда целесообразна из-за сложности структурной схемы. В таких случаях следует использовать механизмы с высшими кинематическими парами, которые позволяют воспроизвести закон движения звеньев практически любой сложности при минимальном их числе. Наличие высшей кинематической пары сокращает количество подвижных звеньев, что позволяет упростить структурную схему, уменьшить потери и габариты механизма. Типовой механизм с высшей кинематической парой состоит из стойки и двух подвижных звеньев. Подвижные звенья, взаимодействуя со стойкой, образуют низшие кинематические пары, а эти же звенья между собой составляют высшую кинематическую пару.

Механизм с высшей кинематической парой – это механизм, структура которого содержит хотя бы одну высшую кинематическую пару.

К типовым механизмам данного вида относятся: фрикционные ([рис. 14](#), [рис. 15](#)), с гибкими звеньями ([рис. 16](#), [рис. 17](#)), мальтийские ([рис. 18, а](#)), поводковые ([рис. 18, б](#)), кулачковые ([рис. 19](#)), цевочные ([рис. 20](#)), зубчатые ([рис. 21](#), [рис. 22](#), [рис. 23](#), [рис. 24](#)).

Фрикционные механизмы

Фрикционный механизм – это механизм с высшей кинематической парой, в котором передача движения и преобразование силовых факторов осуществляется за счет сил трения или сцепления.

Фрикционные механизмы обладают рядом достоинств: простота конструкции, бесшумность работы, предохранение от перегрузок, возможность бесступенчатого изменения передаточного отношения, что подтверждается их применением в машинах практически всех видов.

Все фрикционные механизмы делятся на две группы: типовые (простые) механизмы ([рис. 14](#)) и вариаторы ([рис. 15](#)).

Схема типового фрикционного механизма содержит стойку и два подвижных звена, которыми являются: катки 1 и 2 (рис. 14, а–е), каток 1 и диск 2 (рис. 14, д) и каток 1 и плоскость 2 (рис. 14, е).

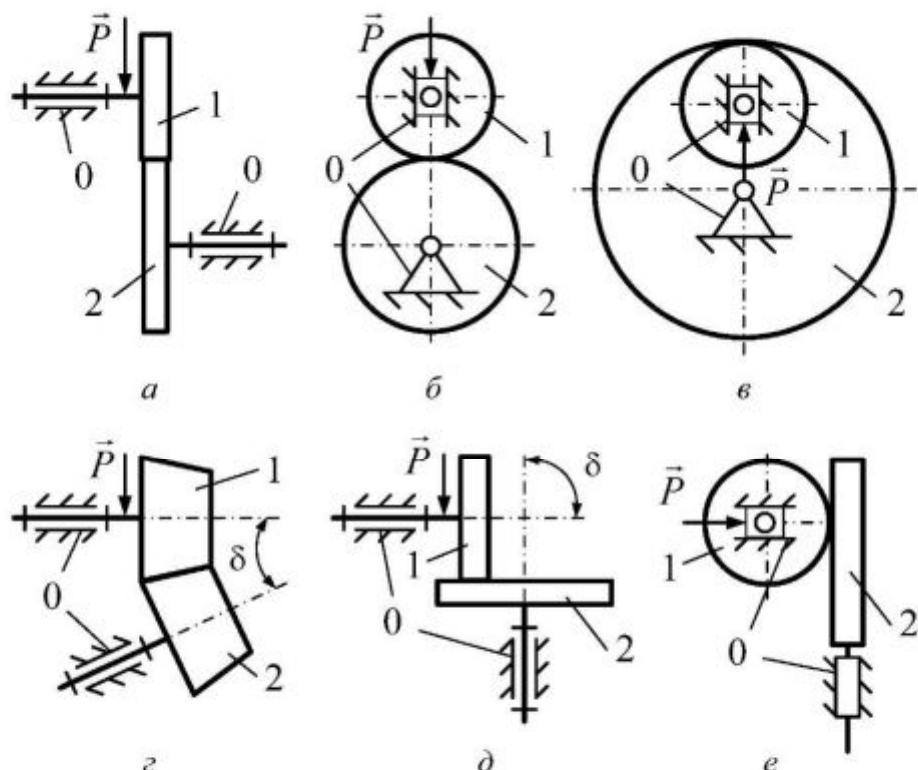


Рис. 14. Структурные схемы фрикционных механизмов

Простые фрикционные механизмы подразделяются на следующие группы: механизмы с параллельными осями и механизмы с пересекающимися осями. К простым фрикционным механизмам относятся цилиндрические механизмы с внешним (рис. 14, а, б) или внутренним касанием (рис. 14, в), а механизмами с пересекающимися осями являются конические (рис. 14, г) и лобовые (рис. 14, д). Лобовыми называются конические фрикционные механизмы, имеющие значение угла пересечения осей подвижных звеньев $\delta = 90^\circ$.

Во фрикционных механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочих поверхностей подвижных звеньев. Однако для создания достаточной по величине силы трения необходимо наличие дополнительного силового усилия, что приводит к деформациям рабочих поверхностей звеньев, вызывая их повышенный износ. Непостоянство передаточного отношения существенно сужает область применения данных механизмов.

Фрикционные механизмы, обладающие возможностью бесступенчатого изменения передаточного отношения в заданном диапазоне, называются вариаторами (рис. 15). Они применяются в машинах разного назначения, требующих плавного изменения скорости движения ведомых звеньев в требуемых пределах по заданному закону.

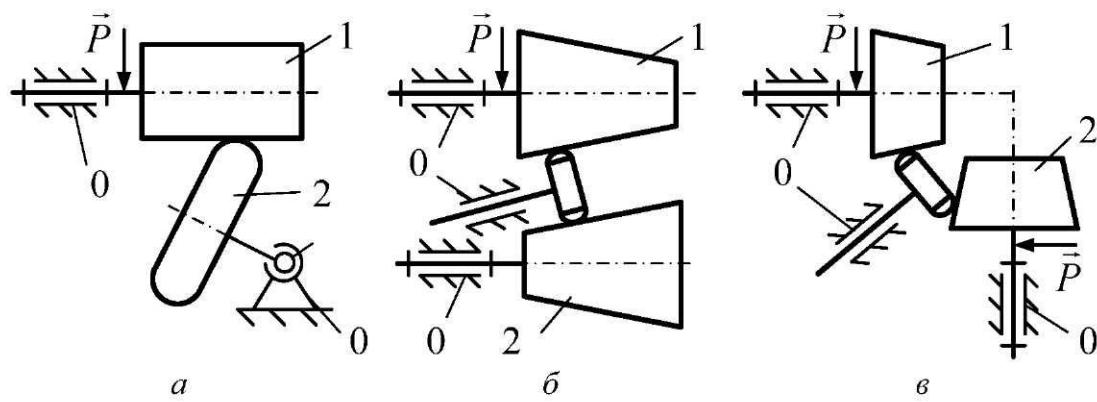


Рис. 15. Структурные схемы фрикционных вариаторов

Вариаторы делятся на две группы:

вариаторы с непосредственным касанием звеньев – это вариаторы, в которых регулирование значений передаточной функции осуществляется за счет перемещения одного из звеньев-катков ([рис. 15, а](#)).

вариаторы с промежуточным звеном – это вариаторы, в которых регулирование значений передаточной функции осуществляется за счет перемещения промежуточного звена ([рис. 15, б, в](#)).

Передаточная функция (передаточное отношение) вариаторов бесступенчато изменяется в пределах от 2,5 до 5.

Механизмы с гибкими звеньями

Механизмы с гибкими звеньями – это механизмы с высшими кинематическими парами, в которых передача движения осуществляется за счет наличия гибкого звена ([рис. 16](#)).

Схема типового механизма с гибким звеном содержит: стойку и три подвижных звена, которыми являются гибкое звено 3 и шкивы 1 и 2 ([рис. 16, а, б](#)) или валки 1 и 2 ([рис. 16, в](#)), или звездочки 1 и 2 ([рис. 16, г](#)). В качестве гибких звеньев выступают: ремни, шнуры, канаты, тросы проволока, ленты, цепи и др. Механизмы с гибкими звеньями обладают рядом существенных достоинств: простота конструкции, плавность работы, возможность передачи движения на большие расстояния при малом числе звеньев, что подтверждается их применением в машинах практически всех видов, а также в приборостроении. Механизмы с гибкими звеньями подразделяются на механизмы: с фрикционным сцеплением, т. е. ременные ([рис. 16, а, б](#)), с непосредственным креплением ([рис. 16, в](#)) и с зацеплением, т. е. цепные ([рис. 16, г](#)).

Ременные механизмы и механизмы с непосредственным креплением подразделяются на механизмы с параллельными осями, или открытые ([рис. 16, а, в](#)), механизмы перекрестные и механизмы со скрещивающимися осями, или полуперекрестные ([рис. 16, б](#)). *Цепные механизмы* бывают только открытыми ([рис. 16, г](#)).

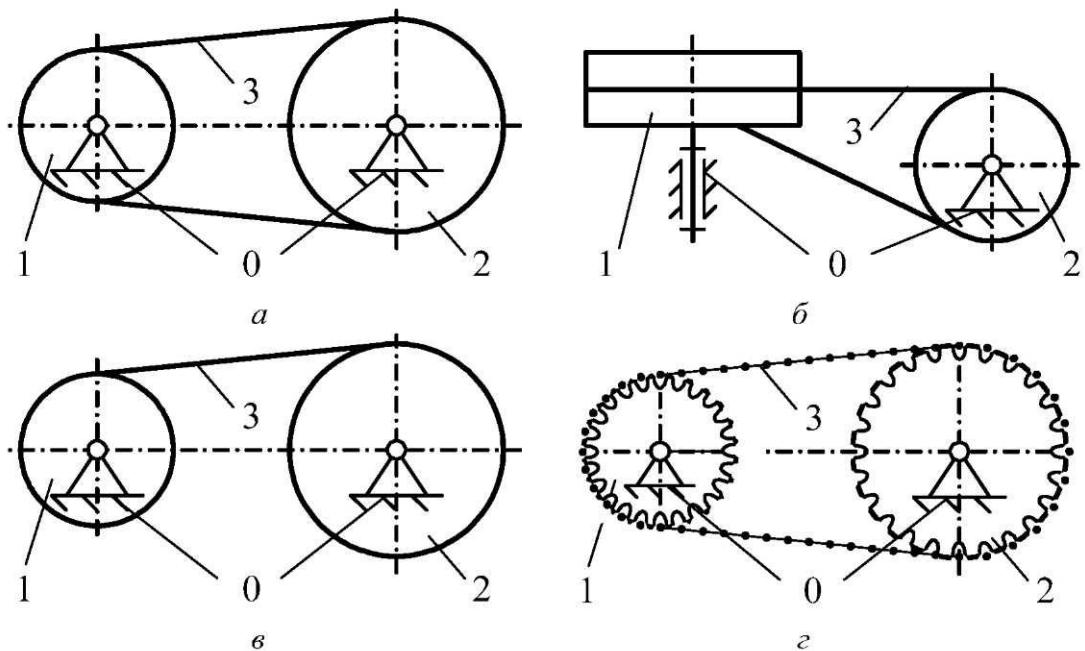


Рис. 16. Структурные схемы механизмов с гибкими звеньями

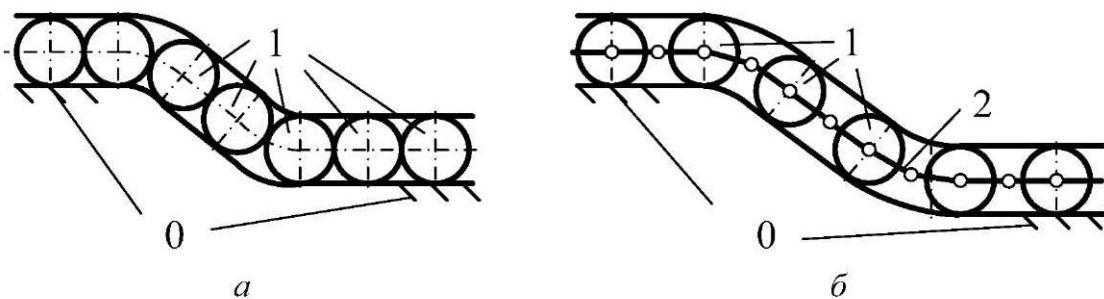


Рис. 17. Структурные схемы шариковых механизмов

В механизмах с гибкими звеньями преобразование движения и силовых факторов осуществляется посредством изменения формы рабочих поверхностей гибкого звена. Наличие проскальзывания и вытягивания ремней, канатов и тросов в ременных механизмах и механизмах с непосредственным креплением, повышенный износ цепей в цепных механизмах, а также непостоянство передаточного отношения всех видов механизмов данного типа существенно сужает область их применения.

Частным случаем механизмов с гибкими звеньями являются шариковые механизмы, образованные гибким шлангом и набором шариков (рис. 17).

В типовых схемах шариковых механизмов гибкий шланг является элементом стойки 0, а в качестве подвижных звеньев используются шарики 1. Наличие гибкого шланга в шариковых механизмах обеспечивает возможность преобразования движения и силовых факторов на большие расстояния при произвольном расположении осей и минимальном числе звеньев, что обеспечивается непосредственным касанием шариков друг с другом (рис. 17, а). С целью исключения контакта шариков 1 между собой в механизмах данного вида применяется гибкий сепаратор 2 (рис. 17, б), что значи-

тельно снижает износ рабочих поверхностей звеньев, повышая долговечность и ресурс механизма.

Мальтийские и поводковые механизмы

Мальтийский механизм – это механизм, содержащий кривошип, имеющий специальный выступ-палец, прерывисто сцепляющийся с пазом выходного звена ([рис. 18, а](#)). Мальтийские механизмы предназначены для преобразования вращательного движения ведущего звена в прерывистое движение выходного звена, сопровождаемое остановками или выстоями требуемой продолжительности. Одной из разновидностей мальтийских механизмов являются поводковые механизмы.

Поводковый механизм – это механизм, подвижные звенья которого имеют специальные цилиндрические выступы-пальцы ([рис. 18, б](#)). Поводковые механизмы предназначены для передачи вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями. Оси вращения звеньев поводковых механизмов могут пересекаться под любым углом δ . При $\delta = 90^\circ$ поводковые механизмы являются ортогональными.

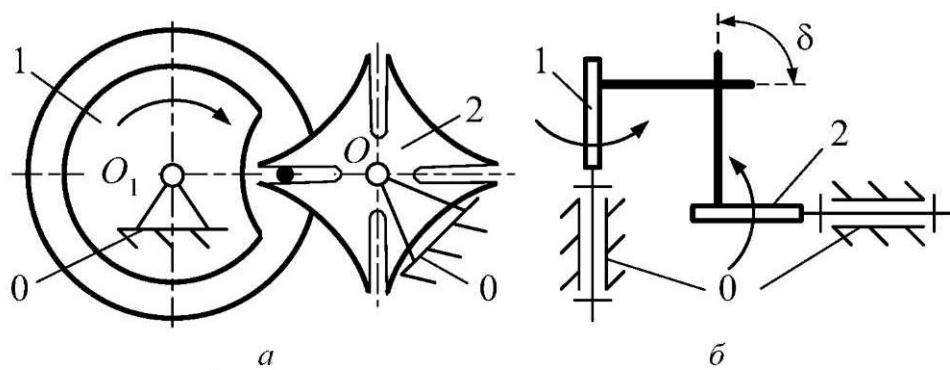


Рис. 18. Схемы малтийского и поводкового механизмов

Ортогональный механизм – это механизм, образованный звеньями с геометрическими осями вращения, пересекающимися под прямым углом, т. е. $\delta = 90^\circ$ ([рис. 18, б](#)).

Мальтийские и поводковые механизмы имеют широкое распространение в приборостроении, в изделиях точного машиностроения и являются частным случаем механизмов зацепления.

Кулачковые механизмы

Кулачковый механизм – это механизм с высшей кинематической парой, обладающий возможностью обеспечения выстоев выходного звена и содержащий в структуре хотя бы одно звено с рабочей поверхностью переменной кривизны ([рис. 19](#)).

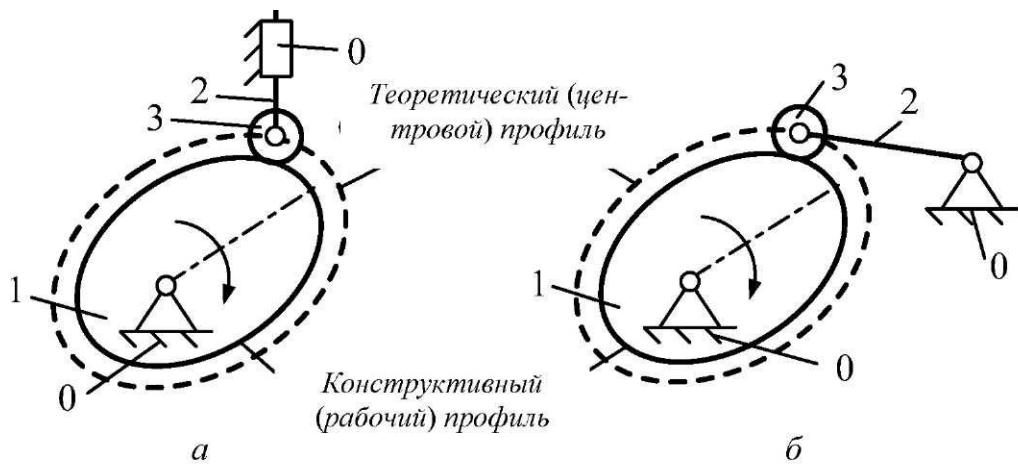


Рис. 19. Кинематические схемы кулачковых механизмов с роликом

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования движения ведущего звена в требуемый вид движения выходного звена согласно заданному закону. Схема типового кулачкового механизма имеет структуру, содержащую стойку и два подвижных звена. Подвижными звеньями типовых кулачковых механизмов являются кулачок, толкатель и коромысло.

Кулачок – это звено кулачкового механизма, имеющее рабочую поверхность переменной кривизны ([рис. 19](#), звено 1).

Толкатель – это выходное звено кулачкового механизма, совершающее поступательные движения ([рис. 19, а](#), звено 2).

Коромысло – это выходное звено кулачкового механизма, совершающее только вращательные движения и не имеющее возможности осуществления поворота на угол более 360° ([рис. 19, б](#), звено 2).

В кулачковых механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочей поверхности кулачка 1 с поверхностью выходного звена 2. В этом случае вследствие разности скоростей движения контактирующих звеньев в зоне их контакта имеет место трение-скольжение, что приводит к интенсивному износу этих поверхностей, а также к росту потерь, уменьшению КПД и ресурса работы кулачкового механизма. Для замены в высшей кинематической паре трения-скольжения на трение-качение в схему кулачкового механизма вводят дополнительное звено, которое называется роликом 3. Ролик 3 образует с выходным звеном 2 одноподвижную кинематическую пару пятого класса ([рис. 19](#)). Подвижность этой кинематической пары не оказывает влияния на передаточную функцию кулачкового механизма и является местной подвижностью.

При введении в схему дополнительного звена-ролика 3 преобразование движения и силовых факторов осуществляется посредством соприкосновения рабочей поверхности кулачка с поверхностью ролика, который взаимодействует с выходным звеном. В этом случае кулачок имеет два вида профилей: конструктивный и теоретический ([рис. 19](#)).

Цевочные механизмы

Цевочный механизм – это механизм с параллельными геометрическими осями вращения звеньев, одно из которых имеет специальные цилиндрические выступы-цевки (рис. 20).

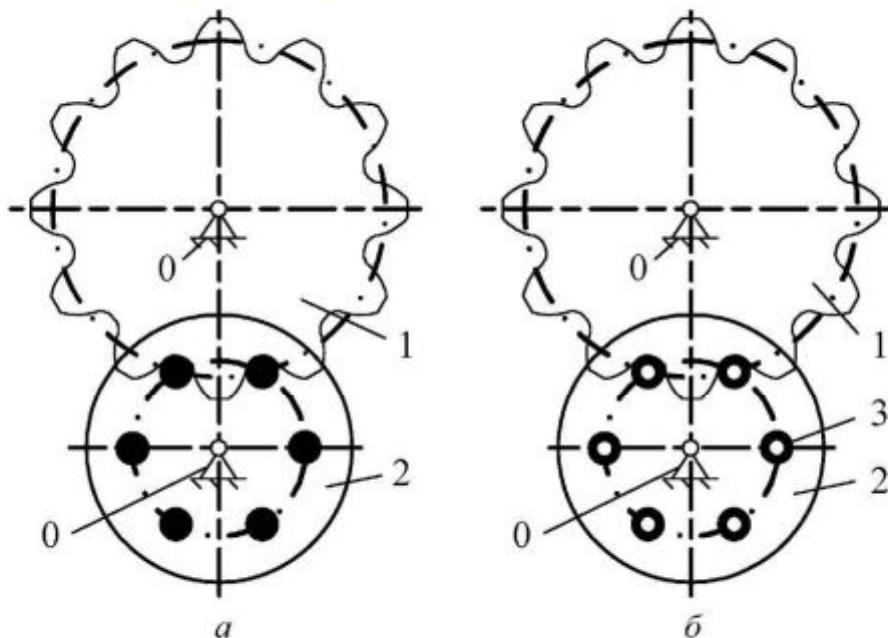


Рис. 20. Схемы цевочных механизмов

Схема типового цевочного механизма содержит: стойку 0, звездочку 1 и цевочное колесо 2. В цевочных механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочей поверхности звездочки 1 с рабочими поверхностями цевок цевочного колеса 2 (рис. 20, а). Вследствие разности скоростей движения звеньев в зоне их контакта имеет место трение-скольжение, что приводит к интенсивному износу этих поверхностей, а также к росту потерь, уменьшению КПД и ресурса работы цевочного механизма. Для замены в высшей кинематической паре трения-скольжения на трение-качение в структуре цевочного механизма цевки выполняются в виде отдельного звена 3, обладающего возможностью совершения вращательного движения вокруг своей оси (рис. 20, б).

Взаимодействие цевки 3 с цевочным колесом 2 приводит к образованию одноподвижной вращательной кинематической пары (рис. 20, б). Подвижность этой кинематической пары не изменяет подвижность цевочного механизма и не влияет на его передаточные функции, а является местной подвижностью.

Зубчатые механизмы

Зубчатый механизм – это механизм с высшей кинематической парой, в состав структуры которого входят звенья, снабженные специальными выступами-зубьями.

Зубчатые механизмы обладают рядом полезных свойств, обусловивших их широкое распространение практически во всех видах машин. Зубчатые механизмы используются для передачи вращательного движения между звеньями, а также для изменения значения угловой скорости и силовых факторов. Зубчатые механизмы, предназначенные для уменьшения угловой скорости выходного звена с одновременным повышением крутящего момента по сравнению с входными значениями этих параметров, называются *редукторами*, зубчатые механизмы, предназначенные для увеличения угловой скорости с потерей значения крутящего момента на выходном звене, – *мультипликаторами*.

Типовой зубчатый механизм состоит из стойки и двух подвижных звеньев, которые называются зубчатыми колесами.

Зубчатое колесо – это звено зубчатого механизма, снабженное специальными выступами-зубьями.

Зубчатые механизмы подразделяются:

по расположению звеньев в пространстве – пространственные ([рис. 21](#)) и плоские ([рис. 22](#), [рис. 23](#), [рис. 24](#));

по форме начальных поверхностей – конические ([рис. 21, а, б](#)), глобоидные ([рис. 21, в](#)), цилиндрические ([рис. 22](#), [рис. 23](#), [рис. 24](#));

по расположению геометрических осей – с параллельными ([рис. 22, 23](#)), пересекающимися ([рис. 21, а, б](#)) и скрещивающимися ([рис. 21, в](#));

по форме профиля зуба – с эвольвентным, циклоидальным, круговым профилем (передачи Новикова) и с профилем по «улиткам Паскаля»;

по форме линии зуба – с прямым зубом, или прямозубые ([рис. 23, а](#)), с косым зубом, или косозубые ([рис. 23, б](#)), шевронные ([рис. 23, в](#)) и с криволинейным зубом ([рис. 23, г](#));

по форме и виду зубчатых колес – с круглыми ([рис. 22](#), [рис. 23](#)) и с некруглыми колесами.

Пространственные механизмы с высшей парой

Пространственный механизм с высшей кинематической парой – это механизм с высшей кинематической парой, звенья которого совершают движения в пересекающихся плоскостях ([рис. 21](#)).

К механизмам данного вида относятся конические и червячные механизмы.

Конический зубчатый механизм – это пространственный механизм с пересекающимися осями вращения зубчатых колес, которые имеют начальные конические поверхности ([рис. 21, а, б](#)). Конические зубчатые механизмы применяются для преобразования движения и силовых факторов между звеньями с пересекающимися осями. Оси зубчатых колес в этих механизмах могут составлять любой угол ([рис. 21, а, б](#)), однако наибольшее распространение получили ортогональные конические зубчатые механизмы ([рис. 21, б](#)).

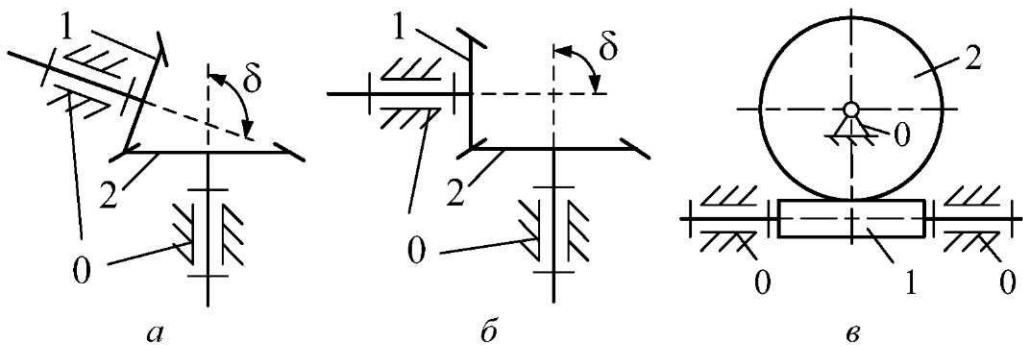


Рис. 21. Схемы конических и червячных механизмов

Конические зубчатые механизмы эффективны для реализации передаточных отношений до 5 и обеспечивают КПД 0,96–0,98.

Червячный механизм – это пространственный механизм со скрещивающимися осями вращения звеньев ([рис. 21, в](#)), одно из которых имеет рабочую поверхность, выполненную в виде винтовой линии.

Звено червячного механизма, имеющее рабочую поверхность, выполненную в виде винтовой линии, называется *червяком* 1, а ведомое звено – *червячное колесо* 2 ([рис. 21, в](#)). В червячных механизмах поверхности зубьев червячного колеса 2 огибают под определенным углом поверхности витков червяка 1 и контактируют с ними по линиям, что повышает несущую способность механизма. В большинстве случаев в качестве начальных поверхностей червяка выступают цилиндры. Подобные червячные механизмы называются *цилиндрическими*. Для червяков с цилиндрическими начальными поверхностями характерно постоянство значения угла подъема винтовой линии. Червячные механизмы позволяют реализовать большие передаточные числа, однако имеют сравнительно низкий КПД (0,6–0,95).

Плоские зубчатые механизмы

Плоский зубчатый механизм – это механизм, в котором зубчатые колеса совершают движения в одной плоскости.

К механизмам данного вида относятся *цевочные* (см. [рис. 20](#)), *цилиндрические* ([рис. 22](#)), *торцевые* ([рис. 23, а](#)) и *реечные* ([рис. 23, б](#)).

Цилиндрический зубчатый механизм – это зубчатый механизм с параллельными геометрическими осями колес, которые имеют начальные цилиндрические поверхности.

Для простых цилиндрических зубчатых механизмов характерно наличие двух видов зацепления: *внешнего* ([рис. 22, а, б](#)) и *внутреннего* ([рис. 22, в, г](#)).

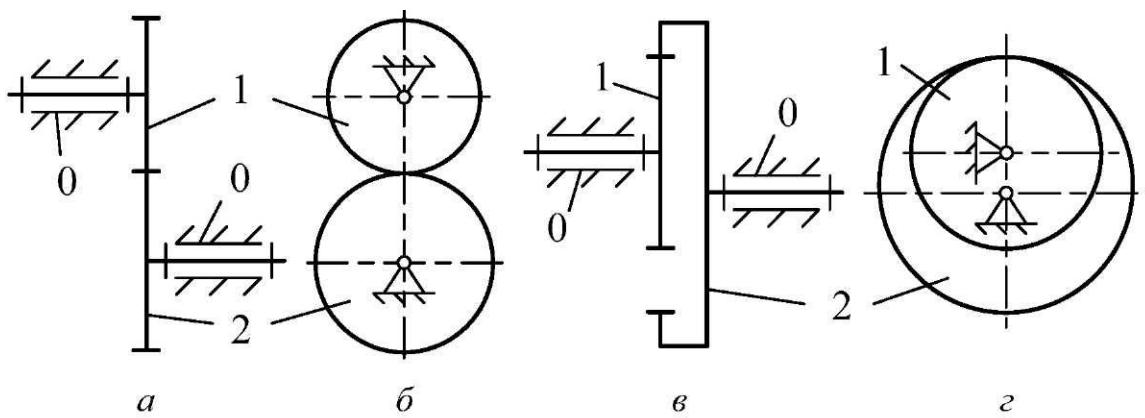


Рис. 22. Схемы цилиндрических зубчатых механизмов

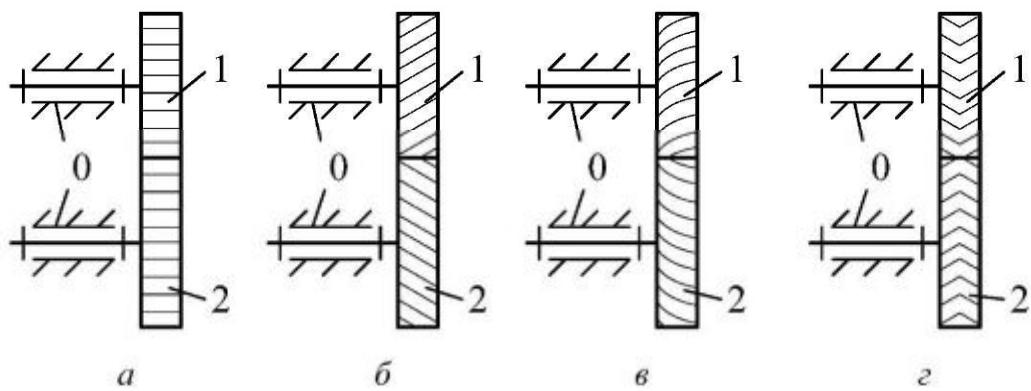


Рис. 23. Схемы форм линии зуба простых зубчатых механизмов

Независимо от вида зацепления цилиндрические зубчатые механизмы образованы двумя подвижными звеньями 1 и 2 и стойкой 0. Цилиндрические зубчатые механизмы являются реверсивными и могут работать как в режиме редуктора, так и в режиме мультипликатора. Наибольшее распространение получили прямозубые цилиндрические зубчатые механизмы, т. е. механизмы, образованные зубчатыми колесами с прямой линией зубьев ([рис. 23, а](#)). Однако прямозубые цилиндрические зубчатые механизмы работают при небольших (меньше 3 м/с) или средних (от 3 до 15 м/с) окружных скоростях и их нагрузочная способность пропорциональна габаритным размерам. Повышение нагрузочной способности при сохранении габаритов обеспечивается формированием цилиндрических зубчатых механизмов зубчатыми колесами, имеющими косую ([рис. 23, б](#)) или криволинейную линию зубьев ([рис. 23, в](#)). Данные виды цилиндрических зубчатых механизмов работают при средних (от 3 до 15 м/с) или больших (выше 15 м/с) окружных скоростях и имеют существенный недостаток – появление в процессе работы дополнительных осевых усилий. Исключить данный недостаток позволяют шевронные цилиндрические зубчатые механизмы ([рис. 23, г](#)), которые обладают более высокой нагрузочной способностью, что является следствием увеличения площади контакта зубьев колес.

Одной из разновидностей цилиндрических механизмов являются механизмы с торцевым зацеплением, или торцевые механизмы ([рис. 24, а](#)).

Структура подобных механизмов содержит стойку и два зубчатых колеса с торцевыми зубьями, имеющими выпуклые рабочие поверхности. Цилиндрические механизмы с торцевым зацеплением сочетают основные достоинства цилиндрических и конических механизмов.

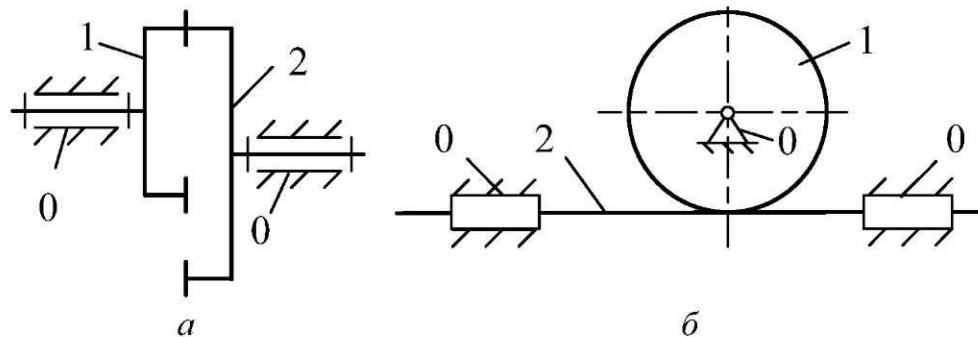


Рис. 24. Схемы частных случаев цилиндрических механизмов

Частным случаем цилиндрических механизмов являются *реечные механизмы* (рис. 24, б). Структура механизмов данного вида содержит стойку и два колеса, одно из которых имеет рабочую поверхность в виде развертки начальной цилиндрической окружности и называется рейкой 2. Реечные механизмы применяются для преобразования вращательного движения колеса 1 в поступательное движение рейки 2 или наоборот.

Методы получения формообразующей поверхности зубьев

Эвольвентное зубчатое колесо – это звено зубчатого механизма, снабженное системой зубьев, профили которых выполнены по эвольвентам окружности (рис. 25).

В основу существующего множества вариантов получения формообразующих поверхностей эвольвентных зубчатых колес положены два метода: метод копирования и метод огибания.

Сущность метода копирования заключается в следующем: рабочие кромки режущего инструмента по форме образующей кривой соответствуют профилю впадин зубчатого колеса. Процесс формирования профилей зубьев колеса сопровождается последовательной обработкой впадин, что свидетельствует о малой точности и низкой производительности данного метода. К вариантам получения формообразующих кривых зубчатых колес по методу копирования относятся:

1. *Нарезание зубчатого колеса профилированной дисковой или пальцевой фрезой*. При этом методе сначала прорезается впадина первого зуба, затем заготовка с помощью делительного устройства (делительной головки) поворачивается на требуемый угловой шаг и прорезается следующая впадина. Операции повторяются до тех пор, пока не будут прорезаны все впадины.

Данный способ обладает низкой производительностью, невысокой точностью и качеством обрабатываемых поверхностей.

2. *Отливка зубчатого колеса в форму*. При данном методе внутренняя поверхность литейной формы с наружной поверхностью зубчатого колеса образуют конгруэнтную пару. Метод обладает высокой производительностью и точностью, однако получение высокой прочности и твердости поверхности зубьев весьма затруднено.

В основу *метода огибания* положено свойство сопряженных профилей. Известно, что сопряженные профили зубчатых колес являются взаимно огибающими кривыми. При данном методе режущий инструмент и заготовка за счет кинематической цепи оборудования выполняют определенные движения, которые имитируют зубчатое зацепление. Это дает возможность обрабатывать все впадины колеса практически одновременно, что позволяет значительно сократить время формирования профилей зубьев колеса.

К вариантам получения формообразующих кривых зубчатых колес по методу огибания относятся:

1. *Обработка зубчатых колес на зубофрезерных или зубодолбежных станках*. Метод обладает достаточно высокой производительностью, точностью изготовления и средней чистотой обработки поверхностей зубчатых колес. Возможно изготовление колес из нетвердых материалов.

2. *Накатка зубьев*. Метод обеспечивает высокую производительность и хорошую чистоту обработки поверхностей. Применяется для изготовления колес из пластичных материалов на этапах черновой обработки.

3. *Обработка зубчатых колес на зубошлифовальных станках*. Метод применяется как окончательная операция после зубонарезания или накатки зубьев и термической обработки. Обеспечивает высокую точность и чистоту обработки поверхностей. Применяется для изготовления колес из материалов с высокой прочностью.

Геометрические параметры зубчатых колес

Геометрия эвольвентного зубчатого колеса характеризуется геометрическими параметрами, к основным из которых относятся: модуль m , шаг p , угол профиля α , число зубьев z и коэффициент относительного смещения x ([рис. 25](#)).

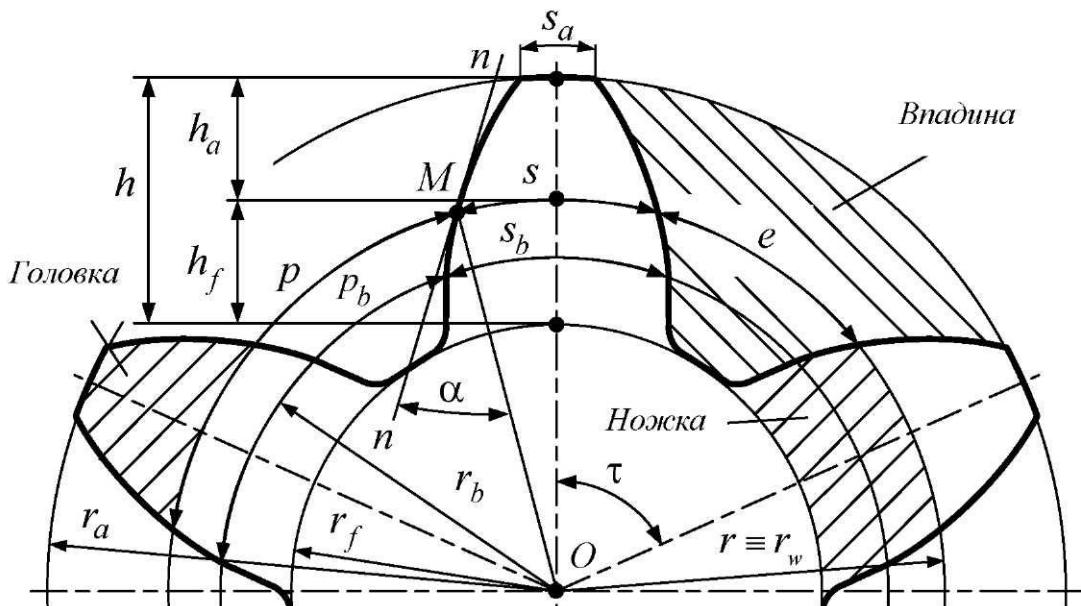


Рис. 25. Основные геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса

На любом зубчатом колесе принято различать пять концентрических окружностей ([рис. 25](#)).

Делительная окружность – это теоретическая окружность зубчатого колеса, на которой модуль и шаг принимают стандартные значения.

Диаметр делительной окружности, мм, определяется по формуле

$$d = z \cdot m. \quad (10)$$

Делительная окружность делит зуб на головку и ножку, т. е. вся высота зуба h , мм, делится на высоту головки и высоту ножки:

$$h = h_a + h_f, \quad (11)$$

или

$$h = \frac{d_a - d_f}{2}, \quad (12)$$

где h_a , h_f – соответственно, высоты головки и ножки, мм; d_a , d_f – диаметры окружностей вершин и впадин, мм.

Головка зуба – это часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью вершин.

Высота головки зуба, мм, равна

$$h_a = h_a^* \cdot m, \quad (13)$$

здесь h_a^* – коэффициент высоты головки зуба,

$$h_a^* = \frac{d_a - d}{2 \cdot m}. \quad (14)$$

Ножка зуба – это часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью впадин.

Высота ножки зуба, мм, равна

$$h_f = h_f^* \cdot m, \quad (15)$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки и зуба,

$$h_f^* = \frac{d - d_f}{2 \cdot m}. \quad (16)$$

Окружность вершин – это теоретическая окружность зубчатого колеса, соединяющая вершины его зубьев.

Диаметр окружности вершин, мм, рассчитывается по выражению

$$d_a = d + 2 \cdot m \left(h_a^* + x - \Delta y \right), \quad (17)$$

здесь x – коэффициент относительного смещения; Δy – коэффициент уравнительного смещения,

$$\Delta y = x_{\Sigma} - \frac{a_w - a}{m},$$

где a_w , a – начальное и делительное межосевые расстояния.

Окружность впадин – это теоретическая окружность зубчатого колеса, соединяющая все его впадины.

Диаметр окружности впадин, мм, вычисляется следующим образом:

$$d_f = d + 2 \cdot m \cdot (x - h_f^*), \quad (18)$$

здесь h_f^* – коэффициент высоты ножки зуба.

Если требуется определить значения диаметров окружностей вершин и впадин уже существующего зубчатого колеса, то необходимо учесть, что при четном числе зубьев z диаметры замеряются при помощи штангенциркуля ([рис. 26, а](#)), при нечетном числе зубьев z – рассчитываются по формулам, мм:

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2 \cdot H_a, \quad (19)$$

$$d_f = d_{\text{отв}} + 2 \cdot H_f, \quad (20)$$

где $d_{\text{отв}}$ – диаметр посадочного отверстия; H_a , H_f – параметры, определяемые в соответствии со схемой, представленной на [рис. 26, б](#).

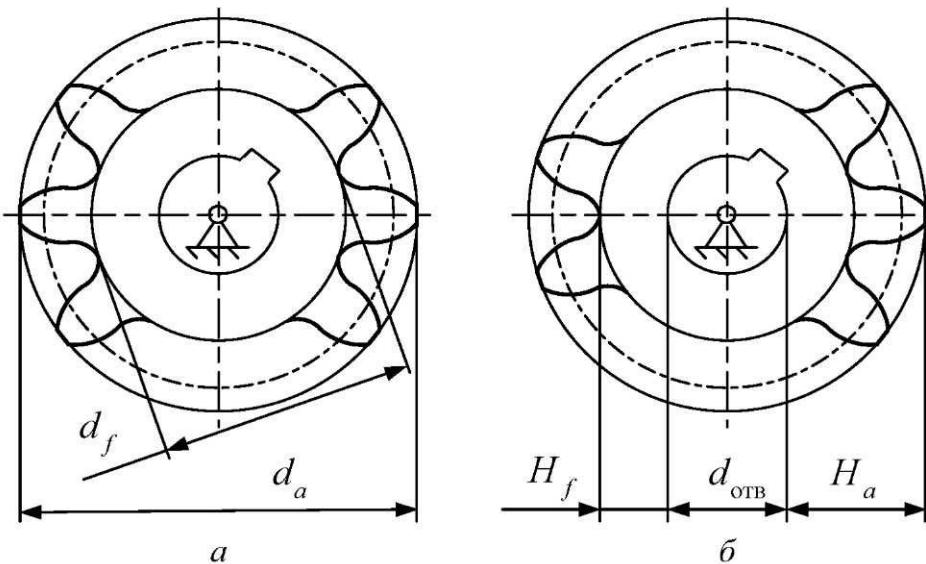


Рис. 26. Схема определения диаметров окружностей вершин и впадин

Начальная окружность – это теоретическая окружность зубчатого колеса, принадлежащая его начальной поверхности.

Диаметр начальной окружности, мм, вычисляется по формуле

$$d_w = d \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)},$$

здесь α – угол профиля; α_w – угол зацепления.

Основная окружность – это теоретическая окружность зубчатого колеса, соединяющая точки зарождения эвольвент.

Диаметр основной окружности, мм, рассчитывается следующим образом:

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha). \quad (21)$$

На каждой из перечисленных выше окружностей имеется свой модуль.

Для ограничения числа модулей ГОСТом установлен стандартный ряд его значений, которые определяются по делительной окружности.

Модуль – это число миллиметров диаметра делительной окружности зубчатого колеса, приходящееся на один зуб.

Значение модуля, мм, вычисляется по выражению

$$m = \frac{P_b}{\pi \cdot \cos(\alpha)}, \quad (22)$$

где P_b – шаг по основной окружности, мм.

Полученное значение модуля согласно ГОСТ 9563-60 необходимо округлить до ближайшего значения из стандартных рядов:

первый ряд: 0,05; 0,06; 0,08; 0,10; 0,12; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 0,80; 1,00; 1,25; 2,00; 2,50; 3,00; 4,00; 5,00; 6,00; 8,00; 10,00; 12,00; 16,00; 20,00; 25,00; 32,00; 40,00; 50,00; 60,00; 80,00; 100,00;

второй ряд: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,70; 0,90; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,50; 4,50; 5,50; 7,00; 9,00; 11,00; 14,00; 18,00; 22,00; 28,00; 36,00; 45,00; 55,00; 70,00; 90,00.

Первый ряд предпочтителен.

Окружной шаг, или *шаг р* – это расстояние по дуге делительной окружности между одноименными точками профилей соседних зубьев, мм:

$$p = \pi \cdot m. \quad (23)$$

Помимо окружного шага, или шага по делительной окружности, дополнительно различают: угловой шаг и шаг по основной окружности.

Угловой шаг – это центральный угол, охватывающий дугу делительной окружности, соответствующей окружному шагу:

$$\tau = \frac{360}{z}. \quad (24)$$

Шаг по основной окружности – это расстояние по дуге основной окружности между одноименными точками профилей соседних зубьев, мм:

$$p_b = p \cdot \cos(\alpha), \quad (25)$$

или

$$p_b = W_{Zn+1} - W_{Zn}, \quad (26)$$

где W_{Zn} , W_{Zn+1} – отрезки, определяемые в соответствии со схемой, представленной на [рис. 27](#).

Для нахождения величины параметра W_{Zn} необходимо знать число z_n , соответствующее количеству зубьев, которое нужно охватить губками штангенциркуля ([рис. 27, а](#)), и определяемое в зависимости от числа зубьев колеса z по [табл. 2](#).

Для установления значения параметра W_{Zn+1} необходимо число z_n увеличить на единицу, полученное значение будет соответствовать количеству зубьев, которое нужно охватить губками штангенциркуля ([рис. 27, б](#)). При замерах следует исключить кромочный контакт губок штангенциркуля, что обеспечивается касанием губок штангенциркуля эвольвентной части профиля зубьев, т. е. отрезки AB ([рис. 27, а](#)) и AC ([рис. 27, б](#)), длины которых равны длинам дуг A_bB_b ([рис. 27, а](#)) и A_bC_b ([рис. 27, б](#)) основной окружности зубчатого колеса. С целью повышения точности замеры параметров W_{Zn} и W_{Zn+1} выполняются на разных участках зубчатого венца колеса не менее трех раз. Окончательные значения параметров W_{Zn} и W_{Zn+1} принимаются как среднеарифметические.

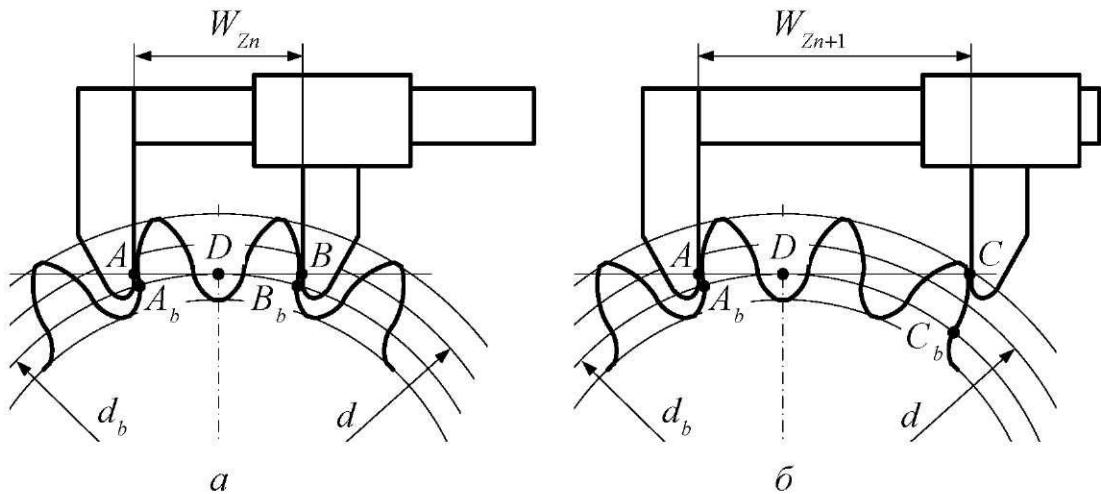


Рис. 27. Схема определения шага по основной окружности

Таблица 2

Число зубьев колеса z	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81
Число зубьев z_n	2	3	4	5	6	7	8	9

Окружной шаг зубчатого колеса по делительной окружности делится на толщину зуба s и ширину впадины e по делительной окружности:

$$p = s + e. \quad (27)$$

Толщина зуба по делительной окружности – это расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей одного зуба колеса, мм:

$$s = 2 \cdot m \left(\frac{\pi}{4} + x \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \right). \quad (28)$$

Ширина впадины по делительной окружности – это расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей соседних зубьев, мм:

$$e = p - s. \quad (29)$$

В зависимости от вида окружности, по которой измеряется толщина зуба, дополнительно различают несколько видов данного параметра.

Толщина зуба по основной окружности – это расстояние по дуге основной окружности между разноименными точками профилей одного зуба, мм:

$$s_b = W_{Z_{n+1}} - z_n \cdot p_b. \quad (30)$$

Толщина зуба по окружности вершин – это расстояние по дуге окружности вершин между разноименными точками профилей одного зуба, мм:

$$s_a = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_a)} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - z (\operatorname{inv}(\alpha_a) - \operatorname{inv}(\alpha)) \right), \quad (31)$$

здесь $\operatorname{inv}(\alpha_a)$, $\operatorname{inv}(\alpha)$ определяется в соответствии с [прил. 4](#); α_a – угол профиля на окружности вершин,

$$\alpha_a = \arccos(d_b / d_a).$$

Угол профиля α – это острый угол между касательной к профилю зуба в точке, лежащей на делительной окружности зубчатого колеса, и радиус-вектором, проведенным в данную точку из геометрического центра колеса. Значения угла профиля стандартизованы. Наибольшее распространение получил угол профиля $\alpha = 20^\circ$. В то же время применяются зубчатые колеса с углами профиля меньше или больше 20° .

Значение коэффициента смещения рассчитывается по формуле

$$x = \frac{s_b - s_b^0}{2 \cdot m \cdot \sin(\alpha)}, \quad (32)$$

где

$$s_b^0 = m \cdot (\pi + z \cdot \operatorname{inv}(\alpha)) \cdot \cos(\alpha).$$

В зависимости от значения коэффициента относительного смещения различают три вида эвольвентных зубчатых колес:

нулевые (при $x = 0$ параметры $s = e$, $d = d_w$);

положительные (при $x > 0$ параметры $s > e$, $d < d_w$);

отрицательные (при $x < 0$ параметры $s < e$, $d > d_w$).

Положительные зубчатые колеса обладают повышенной нагрузочной способностью, однако имеющее место заострение головок зубьев зубчатых колес является нежелательным, т. к. это приводит к снижению кинематической точности механизма и вызывает увеличение склонности зубьев к скальванию. Отрицательные зубчатые колеса обеспечивают увеличение кинематической точности механизма, однако наличие подрезания ножек зубьев является нежелательным, поскольку это ослабляет ножку зуба колеса, что обуславливает уменьшение нагрузочной способности механизма.

Качественные показатели зубчатых механизмов

К качественным показателям цилиндрического эвольвентного прямозубого механизма относятся: коэффициент полезного действия, коэффициент перекрытия, коэффициент удельного скольжения, коэффициент формы зуба и коэффициент удельного давления.

Коэффициент полезного действия η – это величина, характеризующая количество полезно используемой механизмом суммарной энергии.

Коэффициент перекрытия ε_α – это отношение угла перекрытия φ_a зубчатого колеса к его угловому шагу τ :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_a}{\tau}.$$

Угол перекрытия – это угол, на который поворачивается зубчатое колесо за время зацепления одной пары зубьев.

Для нормальной работы эвольвентного зубчатого механизма необходимо обеспечить непрерывность зацепления колес, т. е. каждая последующая пара зубьев колес должна войти в зацепление до момента выхода из зацепления предшествующей пары зубьев. Для сохранения непрерывности зацепления должно выполняться следующее условие:

$$\varepsilon_\alpha > 1,06.$$

Коэффициент перекрытия характеризует количество пар зубьев колес, одновременно находящихся в зацеплении, и определяется по выражению

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg}(\alpha_{a1}) - \operatorname{tg}(\alpha_w)) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg}(\alpha_{a2}) - \operatorname{tg}(\alpha_w)),$$

где z_1 , z_2 , α_{a1} , α_{a2} – параметры зубчатых колес 1 и 2, находящихся в зацеплении.

В зависимости от формы линии зуба значения коэффициента перекрытия ε_α лежат в следующих пределах:

- | | |
|----------------------|--------------|
| для прямозубых колес | – 1,06–1,30; |
| для косозубых колес | – 1,30–1,60; |
| для шевронных колес | – 1,60–1,98. |

Наиболее благоприятными значениями коэффициента перекрытия являются целые числа, что возможно обеспечить только при использовании режущего инструмента с углом профиля, не равным 20° . Дробные величины данного коэффициента вызывают изменение жесткости зубчатого механизма, что может привести к появлению колебаний.

Коэффициент удельного скольжения λ используется при геометрических расчетах зубчатых механизмов для оценки скольжения:

$$\lambda = \frac{V_c}{V_c^t},$$

где V_c , V_c^t – соответственно, скорость скольжения и проекция этой скорости на контактную нормаль, м/с.

Относительное скольжение активных частей профилей зубьев в значительной степени оказывает влияние на величину их износа. Скорость скольжения в точке контакта профилей зубьев определяется по выражению

$$V_c = (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot l = r_b (\omega_1 \pm \omega_2) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha) - \operatorname{tg}(\alpha_w)),$$

где l – расстояние от точки контакта до полюса зацепления, знак «+» принимается для внутреннего зацепления, знак «–» – для внешнего зацепления колес.

Коэффициент формы зуба Y используется для оценки влияния геометрии зуба на его изгибную прочность. Коэффициент формы зуба определяется через параметры балки параболического сечения, которая вписывается в контур зуба колеса таким образом, чтобы вершина параболы проходила через точку пересечения оси симметрии зуба с нормалью к профилю зуба в его вершине, а ветви параболы касались бы профиля зуба в его основании ([рис. 28](#)).

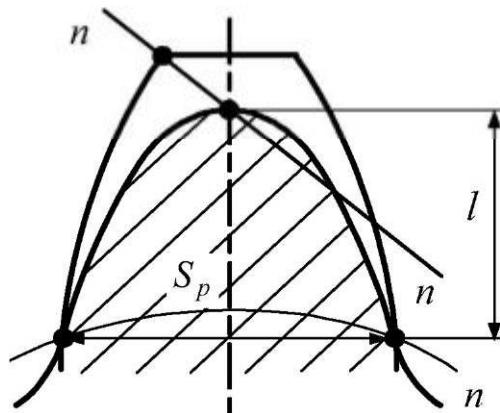


Рис. 28. Схема определения коэффициента формы зуба

Коэффициент формы зуба рассчитывается по выражению

$$Y = \frac{S_p^2}{6 \cdot m \cdot l},$$

где S_p – толщина зуба по хорде окружности, проходящей через точки касания параболы и профилей зуба; l – высота от вершины вписанной параболы до точек касания профиля зуба в его основании с параболой.

Коэффициент удельного давления ϑ характеризует влияние геометрической формы профиля зуба на контактную прочность:

$$\vartheta = m / \rho_{\text{п}},$$

где $\rho_{\text{п}}$ – приведенный радиус кривизны контактирующих эвольвент, мм,

$$\rho_{\text{п}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2},$$

здесь ρ_1 , ρ_2 – радиусы кривизны профилей в контактной точке, знак «+» относится к цилиндрическим зубчатым механизмам с внешним зацеплением, а «–» – к цилиндрическим зубчатым механизмам с внутренним зацеплением.

Значения коэффициента удельного давления зависят от вида зацепления и места контакта профилей зубьев колес. Для прямозубого цилиндриче-

скогого зубчатого механизма с внешним зацеплением коэффициент удельного давления в полюсе определяется по выражению

$$\vartheta = \frac{2 \cdot x_{\Sigma}}{z_1 \cdot z_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\alpha)},$$

где x_{Σ} – суммарный коэффициент относительного смещения; α – угол профиля зубьев; α_w – угол зацепления.

Порядок выполнения работы

1. Получить и проанализировать зубчатое колесо.
2. Подсчитать число зубьев колеса z .
3. По [табл. 2](#) выявить значение параметра z_n , соответствующего числу зубьев, которые следует охватить штангенциркулем.
4. Используя [рис. 27](#), определить величины параметров W_{Zn} и W_{Zn+1} .
5. По выражению [\(26\)](#) рассчитать значение шага p_b по основной окружности.
6. Считая угол профиля $\alpha = 20^\circ$, по равенству [\(22\)](#) найти модуль m .
7. Полученное значение модуля m округлить до ближайшей величины из стандартных рядов.
8. По выражению [\(10\)](#) найти диаметр делительной окружности d .
9. По равенству [\(21\)](#) определить диаметр основной окружности d_b .
10. Используя формулу [\(27\)](#), вычислить значение окружного шага p .
11. По выражению [\(24\)](#) определить угловой шаг τ .
12. Используя равенство [\(30\)](#), рассчитать толщину зуба по основной окружности s_b .
13. По равенству [\(32\)](#) выявить величину коэффициента смещения x .
14. По формулам [\(28\)](#) и [\(29\)](#) рассчитать значения толщины зуба s и ширины впадины e по делительной окружности.
15. По выражению [\(31\)](#) найти значение толщины зуба по окружности вершин s_a .
16. Определить, является ли число зубьев колеса z четным или нечетным.
17. При четном числе зубьев z диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f замерить с помощью штангенциркуля в соответствии со схемой, представленной на [рис. 26, а](#); при нечетном числе зубьев z величины диаметров d_a и d_f рассчитать по формулам [\(19\)](#) и [\(20\)](#).

18. Используя выражения (14) и (16), вычислить значения коэффициентов высоты головки h_a^* и ножки зуба h_f^* .

19. По формулам (13) и (15) определить значения высот головки h_a и ножки h_f , а по равенству (11) найти высоту зубьев h .

20. С целью проверки правильности выполненных расчетов, приняв коэффициент уравнительного смещения $\Delta y = 0$, по выражениям (17) и (18) рассчитать диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f , по формуле (12) – высоту зубьев h , по выражениям (23) и (25) – окружной шаг p и шаг по основной окружности p_b .

21. Сравнить значения параметров, полученных в предшествующем пункте, с ранее найденными величинами.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение понятия «механизм с высшей кинематической парой». Какие виды механизмов подобного вида вы знаете?

2. Дайте определение понятия «фрикционный механизм». Какие виды фрикционных механизмов вам известны?

3. Дайте определение понятия «механизм с гибкими звеньями». Какие виды механизмов подобного вида вы знаете?

4. Поясните принцип работы и область применения мальтийских подводковых механизмов.

5. Дайте определение понятия «кулачковый механизм». Какие виды плоских кулачковых механизмов вам известны?

6. Поясните принцип работы и область применения мальтийских цепочных механизмов.

7. Дайте определение понятия «зубчатый механизм». Какие виды механизмов подобного вида вы знаете?

8. Назовите отличие редуктора от мультипликатора.

9. Какие виды зубчатых механизмов в зависимости от расположения геометрических осей вы знаете?

10. Какие виды зубчатых механизмов выделяют в зависимости от формы начальных поверхностей?

11. Дайте определение понятия «пространственный механизм с высшей кинематической парой». Какие виды механизмов данного вида вы знаете?

12. Дайте определение понятия «плоский зубчатый механизм». Какие виды плоских зубчатых механизмов вам известны?

13. Какие геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса являются основными?

14. Поясните суть методов получения формообразующих поверхностей профилей зубьев колес.

15. Сколько концентрических окружностей принято различать на зубчатом колесе?

16. Дайте определения понятий «головка зуба» и «ножка зуба» и приведите формулы для расчета высот этих параметров.

17. Дайте определение понятия «модуль», запишите выражение для расчета его значения.

18. Какие виды шага зубчатого колеса вы знаете? Приведите формулы для определения их величин.

19. Поясните взаимосвязь понятий «толщина зуба по делительной окружности», «окружной шаг» и «ширина впадины по делительной окружности», дайте определения и запишите формулы для расчета их значений.

20. Какие виды толщины зуба зубчатого колеса вам известны? Приведите формулы для определения их величин.

21. Дайте определение понятия «угол профиля» и поясните, какие значения может принимать этот параметр.

22. Какие виды зубчатых колес вы знаете и как изменяются их геометрические параметры в зависимости от значения коэффициента относительного смещения?

23. Охарактеризуйте качественные показатели зубчатых механизмов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СЛОЖНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы

Изучить основные виды сложных зубчатых механизмов, а также научиться выполнять структурный и кинематический анализы механизмов данного вида.

Краткие теоретические сведения

Сложный зубчатый механизм – это зубчатый механизм, в котором больше двух зубчатых колес.

Сложные зубчатые механизмы подразделяются:

по количеству рядов – на однорядные ([рис. 29, а](#)) и многорядные ([рис. 30, а](#));

по числу потоков механической энергии – на однопоточные ([рис. 29, а](#), [рис. 30, а](#)) и многопоточные ([рис. 31, а](#));

по кинематическому состоянию осей вращения зубчатых колес – на механизмы с неподвижными ([рис. 29, а](#), [рис. 30, а](#), [рис. 31, а](#)) и подвижными ([рис. 32](#)) осями вращения колес;

по количеству входных и выходных звеньев – на механизмы с одним входным и одним выходным звеном ([рис. 29, а](#), [рис. 30, а](#), [рис. 31, а](#), [рис. 32](#)), с одним входным и несколькими выходными звеньями ([рис. 37, а](#)), с несколькими входными и одним выходным звеном ([рис. 37, а](#)), с несколькими входными и выходными звеньями;

по виду передаточной функции – на механизмы с постоянной ([рис. 29, а](#), [рис. 30, а](#), [рис. 31, а](#), [рис. 32](#), [рис. 37, а](#)) или переменной ([рис. 39](#)) передаточной функцией;

по виду звеньев – на механизмы с жесткими ([рис. 29, а](#), [рис. 30, а](#), [рис. 31, а](#), [рис. 32](#), [рис. 37, а](#), [рис. 39](#)) или деформируемыми ([рис. 40](#), [рис. 41](#)) звеньями.

Сложные зубчатые механизмы в зависимости от служебного назначения могут быть образованы цилиндрическими, коническими, червячными механизмами или сочетанием этих механизмов между собой. Однако в силу наибольшего распространения цилиндрических механизмов рассмотрим виды сложных механизмов, образованных из цилиндрических простых механизмов.

Однорядные зубчатые механизмы

Однорядный зубчатый механизм – это сложный зубчатый механизм, образованный последовательным соединением простых зубчатых механизмов с расположением всех зубчатых колес в один ряд (рис. 29).

Сложные однорядные механизмы эффективны при небольших передаточных числах ($i \leq 5$), т. к. механизмы с передаточными числами выше 5 имеют большие габаритные размеры при невысокой прочности.

Структурный анализ. Схема сложного однорядного зубчатого механизма (рис. 29, а) образована последовательным соединением простых зубчатых цилиндрических механизмов, относящихся к плоским механизмам, следовательно, рассматриваемый механизм также является плоским, подвижность которого определяется по формуле Чебышева.

Согласно схеме сложный однорядный зубчатый механизм состоит из стойки 0, представленной тремя шарнирно-неподвижными опорами, и трех подвижных звеньев – 1, 2, 3, т. е. $n=3$.

Стойка 0 с подвижными звеньями 1, 2, 3 создает три одноподвижные кинематические пары (0–1, 2–0, 3–0), а зубчатые колеса 1, 2, 3 между собой образуют две высшие кинематические пары (1–2, 2–3) с подвижностью, равной двум, тогда $p_1=3$, а $p_2=2$.

Подставив значения коэффициентов в формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

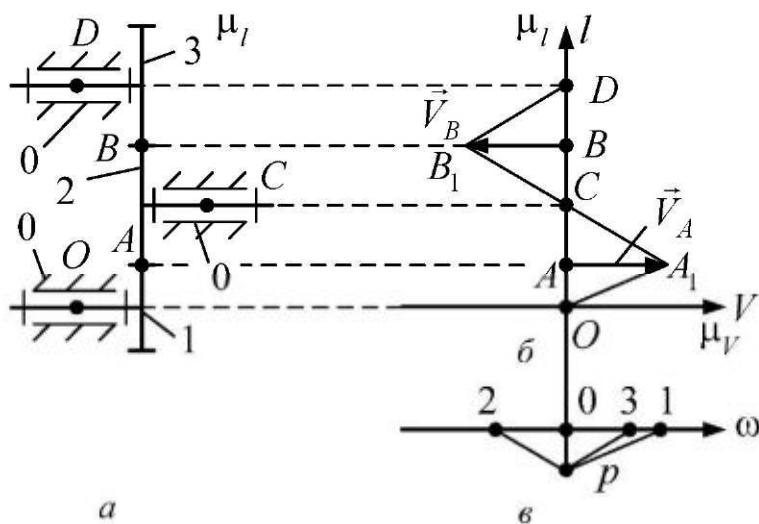


Рис. 29. Планы скоростей для однорядного зубчатого механизма

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев сложного однорядного зубчатого механизма (рис. 29, а) достаточно одной обобщенной координаты.

Кинематический анализ. Сложный однорядный зубчатый механизм (рис. 29, а) образован последовательным соединением простых зубчатых ме-

ханизмов, значит, передаточное отношение данного механизма раскладывается на передаточные отношения простых механизмов:

$$i_{13} = i_{12} \cdot i_{23},$$

где i_{12} , i_{23} – передаточные отношения простых зубчатых механизмов,

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_2},$$

здесь ω_1 , ω_2 , ω_3 , z_1 , z_2 , z_3 – угловые скорости и числа зубьев колес 1, 2 и 3.

Подставив последние два равенства в предшествующее им выражение и преобразовав, имеем

$$i_{13} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2} \right) = +\frac{z_3}{z_1}.$$

Полученное равенство представляет собой прямое передаточное отношение сложного однорядного зубчатого механизма от шестерни 1 (ведущего колеса) к выходному колесу 3. Знак «+» означает, что шестерня 1 и выходное звено 3 вращаются в одном направлении. Анализ выражения показывает, что передаточное отношение сложного однорядного зубчатого механизма не зависит от параметров колеса 2, являющегося паразитным зубчатым колесом.

Паразитное зубчатое колесо – это зубчатое колесо, геометрические параметры которого не оказывают влияния на передаточные отношения сложного механизма.

Паразитные зубчатые колеса вводятся в структуру сложных зубчатых механизмов с целью изменения направления вращения выходного звена.

Сложные однорядные зубчатые механизмы являются реверсивными, могут работать в режиме редуктора или мультипликатора и имеют как прямое, так и обратное передаточное отношение:

$$i_{31} = \frac{1}{i_{13}} = \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) \left(-\frac{z_2}{z_3} \right) = +\frac{z_1}{z_3}.$$

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей подвижных звеньев сложного однорядного зубчатого механизма ([рис. 29, а](#)) выберем характерные точки – центры кинематических пар, за которые примем точки O , C , D . Анализ проведем от шестерни 1 к выходному звену по контуру схемы сложного однорядного механизма.

Точка O лежит на геометрической оси шестерни 1, которая является неподвижной осью ([рис. 29, а](#)). Значит, скорость точки O равна нулю в любой момент времени. Следующей является точка A , скорость которой A определим по выражению

$$V_A = \omega_1 \frac{d_1}{2},$$

где d_1 – делительный диаметр шестерни 1.

Используя графоаналитический метод, построим планы линейных и угловых скоростей ([рис. 29, б, в](#)).

Найдем масштабный коэффициент плана скоростей, м/(мм · с):

$$\mu_V = \frac{V_A}{|AA_1|},$$

здесь $|AA_1|$ – произвольно выбранный отрезок, мм.

Для построения плана линейных скоростей в выбранном масштабном коэффициенте отложим отрезок AA_1 , изображающий вектор скорости точки A ([рис. 29, б](#)). Соединив точки O и A_1 , получим голограф скоростей точек, принадлежащих шестерне 1. Точка A является полюсом зацепления шестерни 1 и колеса 2, следовательно, вектор скорости точки A принадлежит и колесу 2. Соединив точку A_1 с точкой C , лежащей на геометрической оси колеса 2, получим голограф скоростей точек колеса 2. Используя свойство голографов, продлим голограф AC_1 до пересечения с прямой BB_1 . Полученный отрезок BB_1 является вектором скорости точки B , принадлежащей колесу 2. Точка B – полюс зацепления колес 2 и 3, следовательно, вектор скорости точки B принадлежит и колесу 3. Соединив точку B_1 с точкой D , лежащей на геометрической оси колеса 3, получим голограф скоростей точек, принадлежащих этому колесу. Полученная картина ([рис. 29, в](#)) и будет планом линейных скоростей сложного однорядного зубчатого механизма ([рис. 29, а](#)).

Для построения плана угловых скоростей сложного однорядного зубчатого механизма спроектируем голографы скоростей шестерни 1 и колес 2, 3 на ось угловых скоростей. Для этого, используя метод параллельного переноса, снесем прямые, параллельные голографам скоростей таким образом, чтобы они прошли через полюс плана (точку p). Полученная картина ([рис. 29, в](#)) и будет являться планом угловых скоростей сложного однорядного зубчатого механизма ([рис. 29, а](#)).

Значения угловых скоростей ведомых звеньев найдем из пропорции

$$\frac{\omega_1}{|01|} = \frac{\omega_2}{|02|} = \frac{\omega_3}{|03|},$$

где $|01|$, $|02|$, $|03|$ – отрезки с плана угловых скоростей.

Определим угловые скорости звеньев 2 и 3, с^{-1} :

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{|02|}{|01|},$$

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{|03|}{|01|}.$$

С целью проверки правильности построения планов выразим передаточное отношение однорядного планетарного механизма через элементы плана угловых скоростей:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = + \frac{|01|}{|03|},$$

где знак «+» обеспечивается совпадением направлений отрезков $|01|$ и $|03|$ на плане угловых скоростей ([рис. 29, б](#)).

Многорядные зубчатые механизмы

Многоступенчатый, или многорядный, зубчатый механизм – это сложный зубчатый механизм, образованный последовательным соединением простых зубчатых механизмов с расположением зубчатых колес по нескольким рядам ([рис. 30](#)).

Многорядные зубчатые механизмы наиболее эффективны при реализации передаточных чисел больше пяти и обладают высокой жесткостью при больших габаритах.

Структурный анализ. Схема сложного многорядного зубчатого механизма ([рис. 30, а](#)) образована последовательным соединением простых зубчатых цилиндрических механизмов, относящихся к плоским механизмам, следовательно, рассматриваемый механизм также является плоским, подвижность которого определяется по формуле Чебышева.

Особенностью структуры сложных многорядных зубчатых механизмов является наличие блоков звеньев или зубчатых колес.

Блок зубчатых колес – это звено сложного зубчатого механизма, состоящее из нескольких жестко связанных зубчатых колес, имеющих общую геометрическую ось и одинаковую угловую скорость.

Согласно схеме сложный многорядный зубчатый механизм состоит из стойки 0, представленной тремя шарнирно неподвижными опорами, и трех подвижных звеньев – 1, 2, 4. Колеса 2 и 3 жестко соединены друг с другом и образуют блок зубчатых колес, который рассматривается как одно звено 2. В этом случае $n=3$.

Стойка 0 с подвижными звеньями 1, 2, 4 образует три одноподвижные кинематические пары (0–1, 2–0, 4–0), а зубчатые колеса 1, 2, 4 между собой образуют две высшие кинематические пары (1–2, 3–4) с подвижностью, равной двум, тогда $p_1=3$, а $p_2=2$.

Подставив значения коэффициентов в формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев сложного многорядного зубчатого механизма ([рис. 30, а](#)) достаточно одной обобщенной координаты.

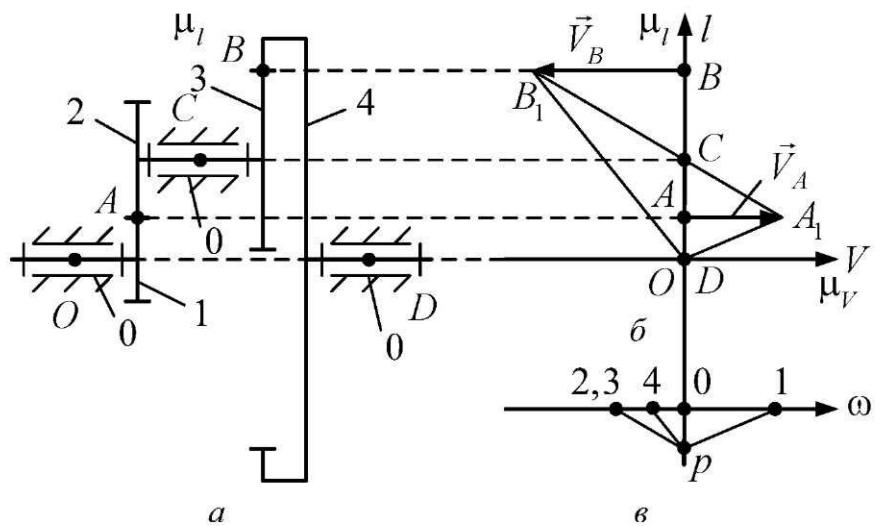


Рис. 30. Планы скоростей для многорядного зубчатого механизма

Кинематический анализ. Сложный многорядный зубчатый механизм (рис. 30, а) образован последовательным соединением простых механизмов, значит, передаточное отношение рассматриваемого механизма представляется в виде:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{34},$$

где i_{12} , i_{34} – передаточные отношения простых зубчатых механизмов,

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{34} = \frac{\omega_4}{\omega_3} = +\frac{z_4}{z_3},$$

здесь ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 , z_1 , z_2 , z_3 , z_4 – соответственно, угловые скорости и числа зубьев колес 1, 2, 3 и 4.

Подставив последние два равенства в предшествующее им выражение и преобразовав, имеем

$$i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Полученное равенство является прямым передаточным отношением сложного многорядного зубчатого механизма от шестерни 1 к выходному зубчатому колесу 4. Знак «-» означает, что шестерня 1 и зубчатое колесо 4 вращаются в разных направлениях. Анализ выражения показывает, что передаточное отношение сложного многорядного зубчатого механизма зависит от параметров всех колес, его образующих.

Сложные многорядные зубчатые механизмы являются реверсивными, могут работать в режиме редуктора или мультипликатора и имеют как прямое, так и обратное передаточное отношение:

$$i_{41} = \frac{1}{i_{14}} = \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) \left(+\frac{z_3}{z_4} \right) = -\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}.$$

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей подвижных звеньев сложного многорядного зубчатого механизма ([рис. 30, а](#)), используя графоаналитический метод, построим планы линейных и угловых скоростей ([рис. 30, б, в](#)). За характерные точки примем точки O, C, D , лежащие на геометрических осях шестерни 1, зубчатых колес 2, 3, и точки A и B , являющиеся полюсами зацепления этих же колес. Анализ проведем от шестерни 1 по контуру схемы механизма.

Кинематический анализ сложного многорядного зубчатого механизма ([рис. 30, а](#)) более наглядно может быть реализован графоаналитическим методом, построением планов линейных и угловых скоростей ([рис. 30, б, в](#)).

Сложный многорядный зубчатый механизм ([рис. 30, а](#)) образован последовательным соединением двух простых механизмов. При количестве простых зубчатых механизмов больше двух передаточное отношение сложного многорядного механизма определяется по выражению

$$i_{1n} = i_{12} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n} = (-1)^k \frac{z_2 \cdot \dots \cdot z_n}{z_1 \cdot \dots \cdot z_{(n-1)}},$$

где $i_{12}, i_{(n-1)n}$ – передаточные отношения первого и последнего простых зубчатых механизмов; $z_1, z_2, z_{(n-1)}, z_n$ – число зубьев колес 1, 2, предпоследнего и выходного соответственно; n – количество зубчатых колес; k – число простых зубчатых механизмов с внешним зацеплением.

Многопоточные зубчатые механизмы

Все зубчатые механизмы рассмотренных видов являются однопоточными, т. е. в процессе передачи и преобразования входной поток механической энергии не претерпевает разделения по нескольким потокам. Однако в некоторых случаях условия технического задания не позволяют использовать подобные механизмы. В этом случае применяются многопоточные механизмы ([рис. 31](#)).

Многопоточный зубчатый механизм – это сложный зубчатый механизм, структура которого содержит кинематические цепи, образующие несколько замкнутых контуров, и входной поток механической энергии которого в процессе передачи и преобразования делится по нескольким потокам, а затем суммируется в один поток на выходном звене.

Разделение входного потока механической энергии по нескольким потокам позволяет распределить действие сил факторов по большему числу кинематических пар, что приводит к снижению значений реакций связей и дает возможность уменьшить габаритные размеры и массу механизмов.

Структурный анализ. Схема сложного многопоточного зубчатого механизма ([рис. 31, а](#)) образована последовательным и параллельным соединением простых зубчатых механизмов, относящихся к плоским механизмам, следовательно, рассматриваемый механизм также является плоским, подвижность которого определяется по формуле Чебышева.

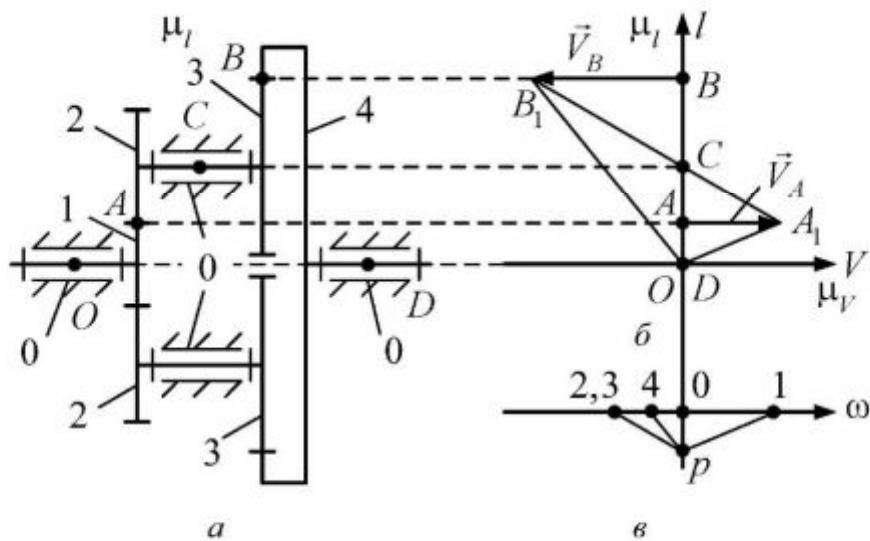


Рис. 31. Планы скоростей для многопоточного зубчатого механизма

Согласно схеме ([рис. 31, а](#)) многопоточный зубчатый механизм состоит из стойки 0, представленной тремя шарнирно-неподвижными опорами, двух блоков зубчатых колес (1 и 2) и подвижного звена 4. Колеса 2 и 3 входят в состав блока зубчатых колес, рассматриваются как одно звено. Схема механизма содержит избыточную связь, представленную вторым блоком колес 2 и 3. Избыточная связь введена в структуру механизма с целью уменьшения значений силовых факторов действующих в зацеплениях зубьев колес 1 и 2, 3 и 4. Следовательно, при определении подвижности необходимо исключить из схемы механизма дефекты структуры, т. е. второй блок колес 2 и 3. В этом случае $n=3$.

Стойка 0 с подвижными звеньями 1, 2, 4 создает три одноподвижные кинематические пары (0–1, 2–0, 4–0), а зубчатые колеса 1, 2, 4 между собой образуют две высшие кинематические пары (1–2, 3–4) с подвижностью, равной двум. Дополнительные ряды колес 1–2 и 3–4 ([рис. 31, а](#)) являются избыточной связью, поэтому подвижность данных кинематических пар не учитываем, тогда $p_1=3$, а $p_2=2$.

Подставив эти результаты в формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев сложного многопоточного зубчатого механизма ([рис. 31, а](#)) достаточно одной обобщенной координаты.

Кинематический анализ. Прямое передаточное отношение сложного многопоточного зубчатого механизма от шестерни 1 к выходному колесу 4 ([рис. 31, а](#)) выражается в виде

$$i_{14} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Знак «-» в выражении означает, что шестерня 1 и зубчатое колесо 4 вращаются в разных направлениях. Анализ выражения показывает, что передаточное отношение сложного многорядного зубчатого механизма зависит от параметров колес, его образующих.

Сложные многопоточные зубчатые механизмы являются реверсивными и могут работать в режиме редуктора и в режиме мультиплликатора, следовательно, для механизмов данного вида характерно наличие как прямого, так и обратного передаточного отношения:

$$i_{41} = \frac{1}{i_{14}} = -\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}.$$

Взаимосвязь линейных и угловых скоростей подвижных звеньев сложного многорядного многопоточного зубчатого механизма ([рис. 31, а](#)) наглядно отражается при помощи планов линейных и угловых скоростей ([рис. 31, б, в](#)).

Эпиклинические зубчатые механизмы

Однорядные, многорядные и многопоточные зубчатые механизмы являются представителями сложных зубчатых механизмов с неподвижными осями вращения зубчатых колес. С помощью механизмов перечисленных видов не всегда удается обеспечить выполнение заданных условий. В этом случае применяются сложные зубчатые механизмы с подвижными геометрическими осями вращения колес, их образующих. Подобные механизмы называются эпиклиническими.

Эпиклинический зубчатый механизм – это сложный зубчатый механизм, имеющий в своей структуре хотя бы одно звено с подвижной геометрической осью вращения.

К эпиклиническим зубчатым механизмам относятся планетарные и дифференциальные механизмы.

Планетарные зубчатые механизмы

Планетарный зубчатый механизм – это эпиполюсический зубчатый механизм с подвижностью, равной единице ([рис. 32](#)).

К типовым планетарным механизмам относятся:

однорядный планетарный зубчатый механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением ([рис. 32, а](#));

двуихрядный планетарный зубчатый механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением ([рис. 32, б](#));

двуихрядный планетарный зубчатый механизм с двумя внешними зацеплениями ([рис. 32, в](#));

двуихрядный планетарный зубчатый механизм с двумя внутренними зацеплениями ([рис. 32, г](#)).

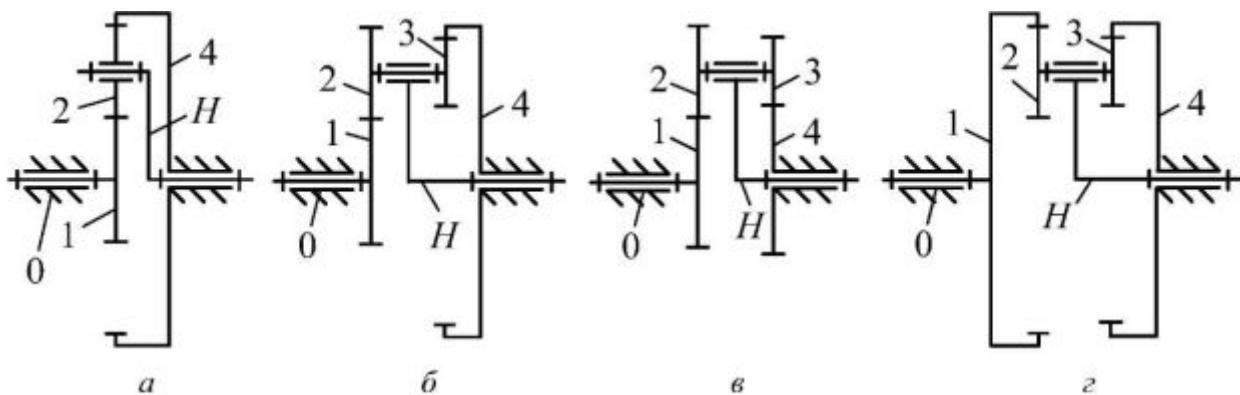


Рис. 32. Схемы планетарных механизмов

Независимо от схемы ([рис. 32](#)) структура планетарных зубчатых механизмов содержит следующие звенья: солнечное колесо, корону, один или несколько сателлитов и водило.

Солнечное колесо в схемах планетарных механизмов ([рис. 32, а–в](#)) представлено подвижным звеном 1, а в схеме ([рис. 32, г](#)) оно отсутствует. При этом схема планетарного механизма ([рис. 32, в](#)) помимо подвижного солнечного колеса 1 содержит и неподвижное солнечное колесо 4. Короной в схемах планетарных механизмов ([рис. 32, а, б, г](#)) является неподвижное колесо 4, а в схеме ([рис. 32, в](#)) корона отсутствует. При этом схема планетарного механизма ([рис. 32, в](#)) помимо неподвижной короны 4 содержит и подвижную корону 1. Сателлитом в планетарных механизмах является подвижное колесо 2. В схеме ([рис. 32, а](#)) сателлит представлен одним колесом, а в схемах ([рис. 32, б–г](#)) это блок зубчатых колес 2 и 3. Водило во всех схемах планетарных механизмов представлено в виде рычажной системы H и предназначено для установки сателлитов и обеспечения вращательного движения этих звеньев как вокруг собственной оси вращения, так и вокруг оси вращения водила H .

Структурный анализ. Все схемы планетарных механизмов ([рис. 32](#)) образованы последовательным соединением простых зубчатых механизмов, которые являются плоскими. Следовательно, для определения подвижности данного механизма воспользуемся формулой Чебышева.

Согласно схеме ([рис. 32](#)) все планетарные механизмы состоят из стойки 0, трех подвижных звеньев – 1, 2 и H . Корона 4 – неподвижное звено, следовательно, является элементом стойки 0. В этом случае $n = 3$.

Все схемы планетарных механизмов ([рис. 32](#)) содержат по три одноподвижные кинематические пары (0–1, 2– H , H –0) и по две высшие кинематические пары (1–2, 2–0) с подвижностью, равной двум, тогда $p_1 = 3$, а $p_2 = 2$.

Подставив значения коэффициентов в формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев любой схемы типового планетарного механизма ([рис. 32](#)) достаточно одной обобщенной координаты.

Кинематический анализ однорядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением ([рис. 33](#)).

Корона 4 неподвижна, следовательно, угловая скорость этого звена равна нулю, т. е. $\omega_4 = 0$, тогда формула Виллиса примет вид

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - i_{1H}^4.$$

Преобразовав данное выражение, получим

$$i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H,$$

где i_{14}^H – внутреннее передаточное отношение планетарного механизма.

Внутреннее передаточное отношение однорядного планетарного зубчатого механизма ([рис. 33, а](#)) найдем по формуле

$$i_{14}^H = i_{12} \cdot i_{24} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_4}{z_2} \right) = -\frac{z_4}{z_1}.$$

С учетом внутреннего передаточного отношения формула для прямого передаточного отношения примет вид

$$i_{1H}^4 = 1 + \frac{z_4}{z_1}.$$

Однорядный планетарный зубчатый механизм является реверсивным и может работать в режиме редуктора и в режиме мультиплексора, следовательно, для данного механизма характерно наличие обратного передаточного отношения ([рис. 33, а](#)):

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{1}{1 + \frac{z_4}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1 + z_4}.$$

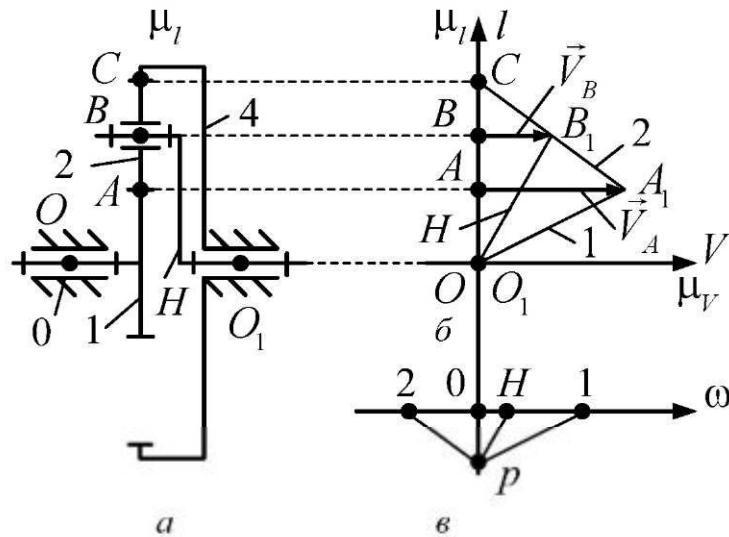


Рис. 33. Планы скоростей для однорядного планетарного зубчатого механизма

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей звеньев однорядного планетарного зубчатого механизма, используя графоаналитический способ, построим планы линейных и угловых скоростей. Для построения плана линейных скоростей выберем характерные точки O, A, B, C, O_1 (рис. 33, а). Отложим отрезок AA_1 . Соединив точку A_1 с точкой O , получим годограф скоростей точек, принадлежащих солнечному колесу 1, а с точкой C – годограф скоростей точек, принадлежащих сателлиту 2. На пересечении годографа сателлита 2 с прямой BB находится точка B_1 . Отрезок BB_1 является вектором скорости точки B , принадлежащей сателлиту 2. Соединив точку B_1 с точкой O_1 , получим годограф для точек ведила H . Построенная картина является планом линейных скоростей (рис. 33, б). Перенеся все годографы таким образом, чтобы они проходили через точку p , являющуюся полюсом плана, получим план угловых скоростей (рис. 33, в).

Кинематический анализ двухрядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением (рис. 34).

Корона 4 неподвижна, следовательно, угловая скорость этого звена равна нулю, т. е. $\omega_4 = 0$, тогда формула Виллиса примет вид

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - i_{1H}^4.$$

Преобразовав данное выражение, получим

$$i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H,$$

где i_{14}^H – внутреннее передаточное отношение планетарного механизма.

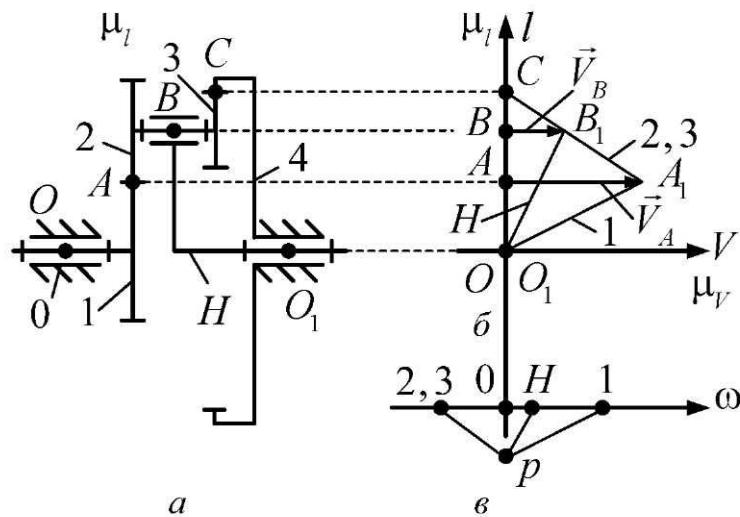


Рис. 34. Планы скоростей для двухрядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением

Внутреннее передаточное отношение двухрядного планетарного механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением ([рис. 34, а](#)) определим по формуле

$$i_{14}^H = i_{12} \cdot i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

С учетом внутреннего передаточного отношения формула для прямого передаточного отношения примет вид

$$i_{1H}^4 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Двухрядный планетарный зубчатый механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплением ([рис. 34, а](#)) является реверсивным и может работать в режиме редуктора и в режиме мультиплексора, следовательно, для данного механизма характерно наличие обратного передаточного отношения:

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{1}{1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_3 + z_2 \cdot z_4}.$$

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей звеньев двухрядного планетарного зубчатого механизма, используя графоаналитический способ, построим планы линейных ([рис. 34, б](#)) и угловых ([рис. 34, в](#)) скоростей.

Кинематический анализ двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внешними зацеплениями ([рис. 35](#)).

Звено 4 неподвижно, следовательно, угловая скорость этого звена равна нулю, т. е. $\omega_4 = 0$. В этом случае формула Виллиса примет вид

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - i_{1H}^4.$$

Преобразовав данное выражение, получим

$$i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H,$$

где i_{14}^H – внутреннее передаточное отношение планетарного механизма.

Внутреннее передаточное отношение двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внешними зацеплениями (рис. 35, а) рассчитаем по выражению

$$i_{14}^H = i_{12} \cdot i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = +\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

С учетом внутреннего передаточного отношения формула для прямого передаточного отношения примет вид

$$i_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Двухрядный планетарный зубчатый механизм с двумя внешними зацеплениями является реверсивным и работает в режиме редуктора и в режиме мультипликатора, следовательно, для данного механизма характерно наличие обратного передаточного отношения (рис. 35, б):

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_3 - z_2 \cdot z_4}.$$

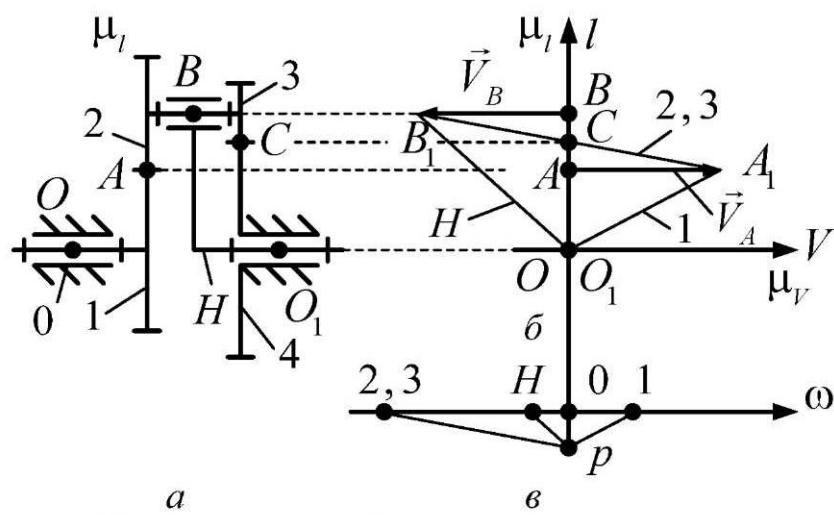


Рис. 35. Планы скоростей для двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внешними зацеплениями

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей звеньев двухрядного планетарного зубчатого механизма построим планы линейных (рис. 35, б) и угловых (рис. 35, в) скоростей.

Кинематический анализ двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями (рис. 36).

Звено 4 неподвижно, следовательно, угловая скорость этого звена равна нулю, т. е. $\omega_4 = 0$. В этом случае формула Виллиса примет вид

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - i_{1H}^4.$$

Преобразовав данное выражение, получим

$$i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H,$$

где i_{14}^H – внутреннее передаточное отношение планетарного механизма.

Внутреннее передаточное отношение двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями (рис. 36, а) найдем по выражению

$$i_{14}^H = i_{12} \cdot i_{34} = \left(+ \frac{z_2}{z_1} \right) \left(+ \frac{z_4}{z_3} \right) = + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

С учетом внутреннего передаточного отношения формула для прямого передаточного отношения примет вид

$$i_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

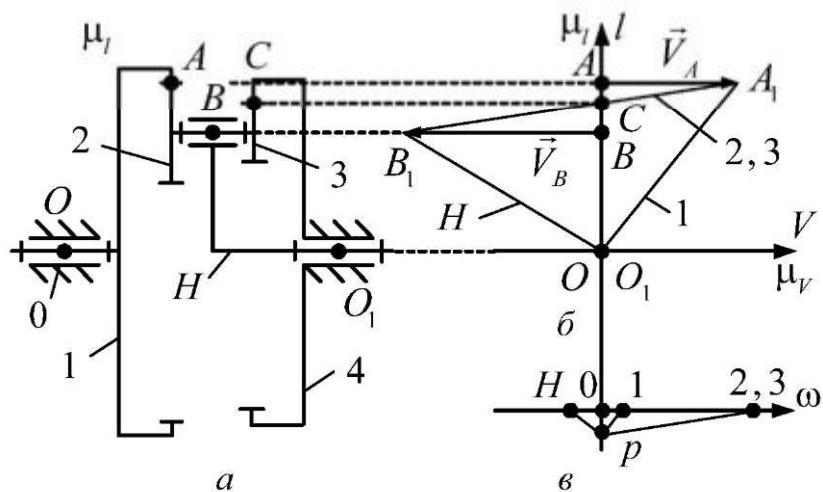


Рис. 36. Планы скоростей для двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями

Двухрядный планетарный зубчатый механизм с двумя внутренними зацеплениями является реверсивным и может работать в режиме редуктора

или в режиме мультиликатора, следовательно, для данного механизма характерно наличие обратного передаточного отношения ([рис. 36, а](#)):

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_3 - z_2 \cdot z_4}.$$

Для выявления соотношений линейных и угловых скоростей звеньев двухрядного планетарного зубчатого механизма, используя графоаналитический способ, построим планы линейных ([рис. 36, б](#)) и угловых ([рис. 36, в](#)) скоростей.

Дифференциальные зубчатые механизмы

Дифференциальный зубчатый механизм – это эпипроточный зубчатый механизм с подвижностью больше единицы.

Схемы типовых дифференциальных зубчатых механизмов можно получить, если в типовых схемах планетарных механизмов (см. [рис. 32](#)) разрешить перемещаться звену 4 (неподвижное звено). Дифференциальные зубчатые механизмы, или дифференциалы, относятся к разновидностям механизмов с несколькими входными или выходными звеньями.

В зависимости от соотношения количества входных и выходных звеньев дифференциалы делятся на суммирующие и разделяющие.

Суммирующий зубчатый дифференциал – это дифференциальный зубчатый механизм, в котором несколько входных потоков механической энергии суммируются в один выходной поток. Структура суммирующих дифференциалов имеет несколько входных звеньев и одно выходное звено.

Разделяющий зубчатый дифференциал – это дифференциальный зубчатый механизм, в котором входной поток механической энергии разделяется в несколько выходных потоков. Разделяющие дифференциалы имеют одно входное звено и несколько выходных звеньев.

Разделяющие дифференциалы применяются в транспортных машинах с целью обеспечения разных скоростей вращения колес при движении по криволинейной траектории.

В зависимости от обеспечиваемого соотношения значений силовых факторов, действующих на выходные звенья, разделяющие дифференциальные зубчатые механизмы делятся на симметричные и несимметричные.

Симметричный зубчатый дифференциал – это дифференциальный зубчатый механизм, обеспечивающий движение выходных звеньев с разными скоростями при сохранении равенства силовых факторов, действующих на эти звенья.

Несимметричный зубчатый дифференциал – это дифференциальный зубчатый механизм, обеспечивающий движение выходных звеньев с разными скоростями при неравенстве силовых факторов, действующих на эти звенья.

Симметричные дифференциалы устанавливают между звеньями, имеющими общую ось вращения, а несимметричные дифференциалы располагают между звеньями транспортных машин, воспринимающих не одинаковые силовые факторы.

Суммирующие дифференциальные зубчатые механизмы. Суммирующий дифференциальный зубчатый механизм ([рис. 37](#)) имеет одно входное звено (колесо 1) и два выходных звена (корона 4 и водило H).

Структурный анализ. Схема механизма ([рис. 37, а](#)) имеет четыре подвижных звена – 1, 2, 4 и H . Следовательно, $n = 4$. Стойка 0 представлена тремя шарнирно-неподвижными опорами. Дифференциал содержит четыре одноподвижные кинематические пары (0–1, 2– H , H –0, 4–0) и две высшие кинематические пары (1–2, 3–4) с подвижностью, равной двум, тогда $p_1 = 4$, а $p_2 = 2$.

Подставив значения коэффициентов в формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев дифференциального зубчатого механизма ([рис. 37, а](#)) достаточно двух обобщенных координат.

Кинематический анализ. Для построения плана линейных скоростей строится в выбранном масштабном коэффициенте отложим отрезки AA_1 и CC_1 , изображающие вектора скоростей точек A и C ([рис. 37, б](#)), соответственно, принадлежащие ведущим звеньям 1 и 4. Годографы скоростей точек, принадлежащих звеньям 1 и 4, получим путем соединения точек A_1 и C_1 с точкой O . Соединив точки A_1 и C_1 между собой, найдем годограф скоростей для точек звена 2. Используя свойство годографов, на пересечении отрезка A_1C_1 с прямой BB определим положение точки B_1 . Полученный отрезок BB_1 является вектором скорости точки B , принадлежащей сателлиту 2. Соединив точку B_1 с точкой O_1 , лежащей на геометрической оси водила H , получим годограф скоростей точек, принадлежащих этому звену. Полученная картина ([рис. 37, б](#)) и будет являться планом линейных скоростей двухрядного дифференциального зубчатого механизма ([рис. 37, а](#)).

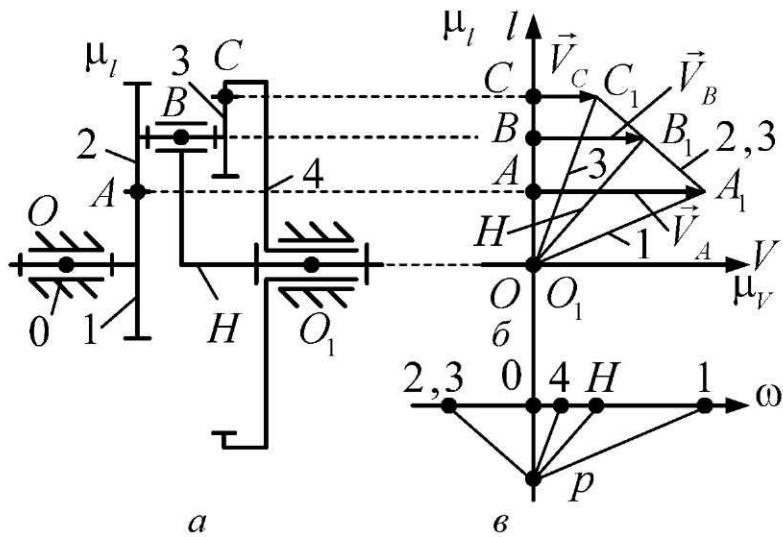


Рис. 37. Планы скоростей для двухрядного дифференциального зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением

Для построения плана угловых скоростей двухрядного дифференциального зубчатого механизма спроектируем годографы скоростей звеньев 1, 2, 4 и H на ось угловых скоростей. Для этого перенесем годографы скоростей таким образом, чтобы они проходили через полюс плана (точку p). Полученная картина (рис. 37, б) и будет являться планом угловых скоростей двухрядного дифференциального зубчатого механизма.

Разделяющие дифференциальные зубчатые механизмы. Для разделяющих дифференциальных механизмов характерно наличие неопределенности движения выходных звеньев. Для исключения неопределенности движения выходных звеньев схему разделяющего дифференциала как бы «замыкают». Для образования замкнутой схемы необходимо функционально связать между собой выходные звенья. Полученный механизм называется замкнутым дифференциалом (рис. 38).

Замкнутый зубчатый дифференциал – это дифференциальный механизм, в котором выходные звенья соединены друг с другом замыкающей передачей с неподвижными осями вращения колес.

Замкнутые дифференциалы являются многопоточными механизмами, что позволяет реализовать большие передаточные числа при высоком КПД.

Структурный анализ. Структура замкнутого дифференциального механизма (рис. 38, а) имеет пять подвижных звеньев – 1, 2–3, 4–5, 7–8 и H –6. Следовательно, $n=5$. Стойка 0 с подвижными звеньями образует пять одноподвижных кинематических пар ($0-1$, $2-H$, $H-0$, $4-0$, $7-0$) и четыре высших кинематических пары ($1-2$, $3-4$, $5-7$, $8-6$) с подвижность, равной двум, тогда $p_1=5$, а $p_2=4$. Подставив выявленные значения коэффициентов в формулу Чебышева, будем иметь

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1.$$

Следовательно, для однозначного определения взаимного расположения звеньев замкнутого дифференциального зубчатого механизма ([рис. 37, а](#)) достаточно одной обобщенной координаты.

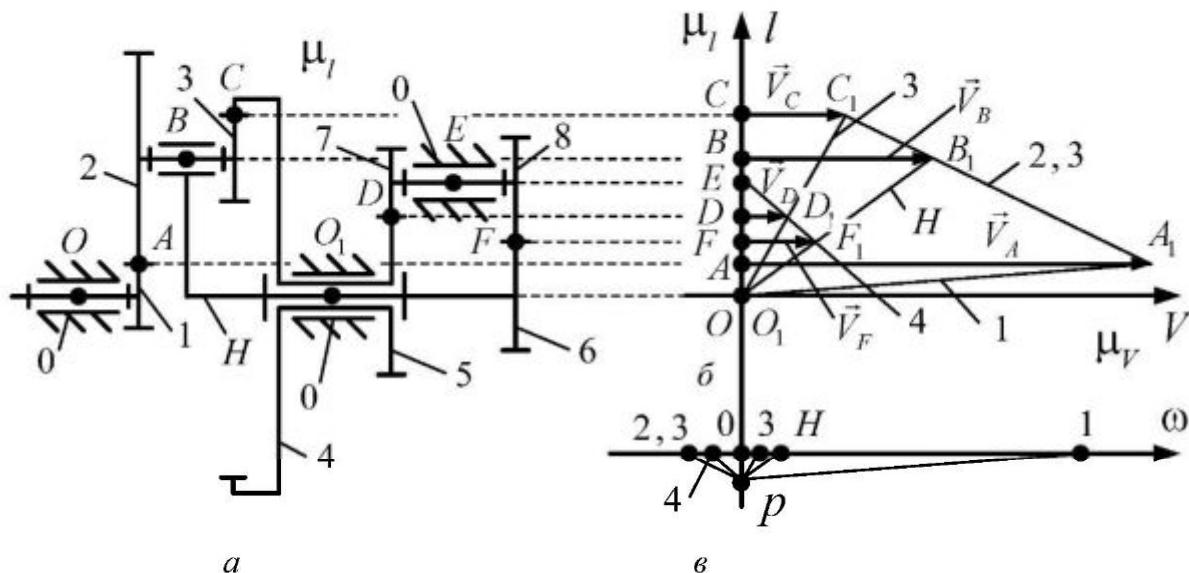


Рис. 38. Планы скоростей для замкнутого дифференциала

Кинематический анализ. Для определения передаточного отношения замкнутого дифференциала разделим схему механизма на дифференциальную и замыкающую части.

Передаточное отношение дифференциальной части механизма с использованием формулы Виллиса примет вид

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Передаточное отношение замыкающей части определяем следующим образом:

$$i_{56} = \frac{\omega_6}{\omega_5} = -\frac{z_7 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_8}.$$

С учетом равенств $\omega_5 = \omega_3$ и $\omega_6 = \omega_H$ приведем выражение к виду

$$\omega_H = -\omega_5 \frac{z_7 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_8}.$$

Подставляя последнее равенство в выражение для передаточного отношения дифференциальной части, получим

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = -\frac{z_7 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_8} - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \left(1 + \frac{z_7 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_8} \right).$$

Взаимосвязь линейных и угловых скоростей подвижных звеньев замкнутого дифференциального механизма ([рис. 38, а](#)) наглядно характеризуется при помощи планов линейных ([рис. 38, б](#)) и угловых скоростей ([рис. 38, в](#)).

Коробки

Все сложные зубчатые механизмы рассмотренных видов относятся к механизмам с постоянным передаточным отношением. Однако существует множество машин и устройств, требующих наличия возможности изменения передаточного числа в процессе его работы в требуемых пределах. Механизмы, обладающие подобными возможностями, называются коробками скоростей или передач.

Коробка – это сложный зубчатый механизм, обладающий возможностью изменения передаточного отношения в требуемом диапазоне.

Типовая коробка состоит из двух рядов зубчатых колес с наличием возможности перемещения блока зубчатых колес 2 и 4 вдоль геометрической оси ([рис. 39](#)).

В зависимости от ряда колес, находящихся в зацеплении, типовая коробка ([рис. 39](#)) имеет два значения передаточного отношения:

для ряда I

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

для ряда II

$$i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

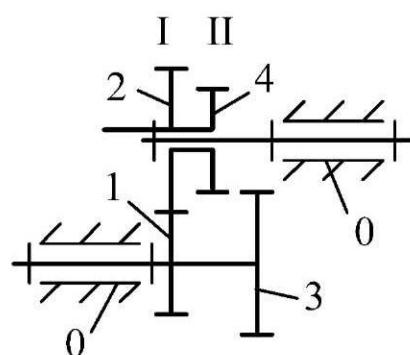


Рис. 39. Схема коробки

Изменение передаточного отношения в более широком диапазоне можно реализовать в коробках, построенных на основе планетарных или дифференциальных механизмов. Для образования коробки в схему планетарного механизма или дифференциала вводятся управляющие устройства, в ка-

честве которых выступают муфты M и тормоза T . Дифференциальные коробки обладают возможностью изменения передаточного отношения без разрыва потока механической энергии при малых габаритах.

Волновые механизмы

Волновой зубчатый механизм – это механизм с высшими кинематическими параметрами, содержащий в своей структуре сочетание жестких и гибких зубчатых колес.

Из определения следует, что структура механизмов данного вида содержит хотя бы одно зубчатое колесо, выполненное в виде тонкостенной оболочки, что позволяет этому звену испытывать упругие деформации в процессе зацепления с жесткими зубчатыми колесами. Наличие упругой деформации одного из зубчатых колес дает возможность сократить их количество.

Типовые волновые зубчатые механизмы могут быть получены вследствие модификации типовых планетарных механизмов ([рис. 40](#)).

Рассматриваемый волновой механизм ([рис. 40](#)) состоит из стойки 0 и подвижных звеньев. При этом стойка представлена двумя шарнирно неподвижными опорами. В то же время зубчатое колесо 4 является неподвижной короной и также относится к элементам стойки 0. Подвижными звеньями являются ведущий вал 1, карданный механизм 2, зубчатое колесо (сателлит) 3 и водило H .

Волновые механизмы являются реверсивными, могут работать в режиме редуктора или мультипликатора и обладают аналогично планетарным механизмам тремя видами передаточных отношений.

Передаточные отношения волнового зубчатого механизма ([рис. 40](#)) определяются по формуле Виллиса, тогда, применив метод обращенного движения, получим

$$i_{3H}^{(4)} = 1 - i_{34}^{(H)} = 1 - \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_3 - z_4}{z_3},$$

где $i_{3H}^{(4)}$, $i_{34}^{(H)}$ – прямое и внутреннее передаточные отношения; z_3 , z_4 – числа зубьев колес волнового зубчатого механизма.

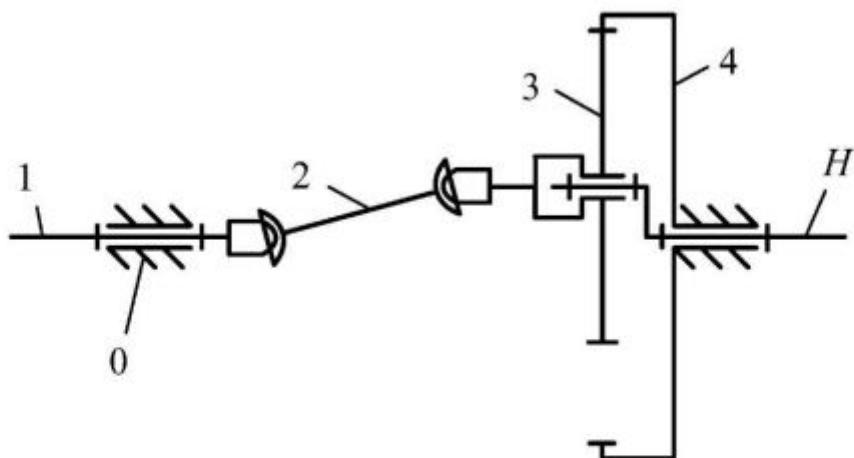


Рис. 40. Схема типового волнового механизма

Обратное передаточное отношение волнового механизма ([рис. 40](#)) найдем по формуле

$$i_{H3}^{(4)} = \frac{1}{i_{3H}^{(4)}} = \frac{1}{1 - \frac{z_4}{z_3}} = \frac{z_3}{z_3 - z_4}.$$

Анализ полученных выражений показывает, что число зубьев короны 4 всегда больше числа зубьев сателлита 3, т. е. $z_4 > z_3$. Следовательно, прямое и обратное передаточные отношения волнового механизма ([рис. 40](#)) будут отрицательными.

Карданный вал 2 реализован в виде универсального шарнира являющегося шарниром Гука. Шарнир Гука предназначен для передачи вращательного движения и силовых факторов между сателлитом 3 и входным валом 1 при значительных перекосах осей вращения этих звеньев. Наличие шарнира Гука усложняет структуру волнового механизма вследствие образования дополнительных кинематических пар, что снижает точность и надежность волнового механизма ([рис. 40](#)).

Исключить данные недостатки при реализации еще больших передаточных чисел возможно, если сателлит 3 сделать в виде гибкого зубчатого колеса. В этом случае водило H будет являться генератором волн, т. к. при его вращении зона зацепления зубьев колес перемещается, создавая последовательную волновую деформацию сателлита 3. Генератор волн выполняется в виде рычага, снабженного деформирующими элементами, в качестве которых применяются ролики (силовые механизмы) или кулачки специальной формы (кинематические механизмы). В зависимости от числа деформирующих элементов генератора волн волновые зубчатые механизмы делятся на двухволновые и многоволновые ([рис. 41](#)).

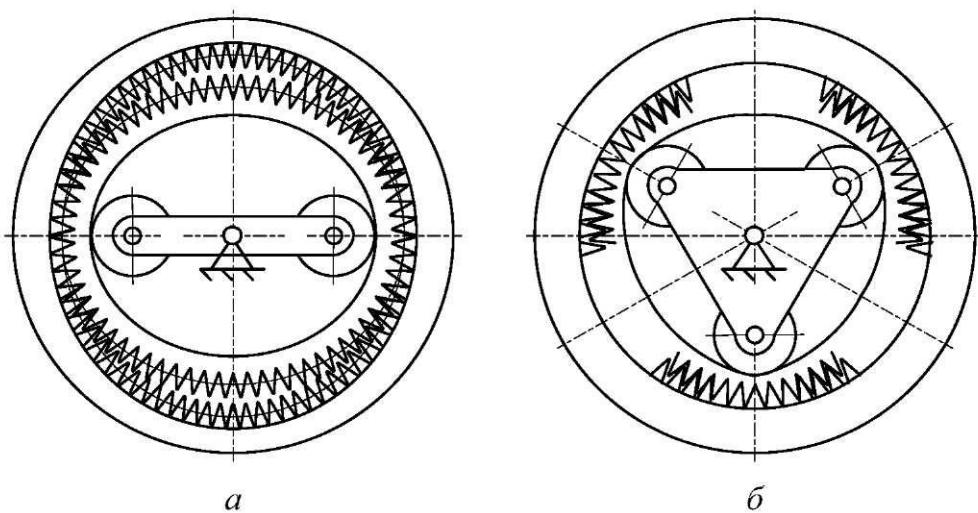


Рис. 41. Схемы двух- (а) и многоволновых (б) механизмов

Волновые механизмы обладают рядом достоинств, что определило распространение данных механизмов практически во всех видах машин. Основным достоинством этих механизмов является наличие малой разности чисел зубьев колес, его образующих Δz . Чем меньше разность чисел зубьев, тем большим передаточным числом обладает волновой зубчатый механизм. Чтобы получить такое же передаточное число при помощи сложных зубчатых механизмов с неподвижными осями вращения колес, потребуется гораздо большее количество зубчатых колес. Малая разность чисел зубьев колес обуславливает существование многопарного зацепления, что сильно повышает нагрузочную способность волновых механизмов и позволяет обеспечить большие значения КПД. Однако использование эвольвентных зубчатых колес, обладающих $\Delta z = 2 - 3$, невозможно, т. к. это приводит к возникновению интерференции профилей зубьев колес. Для схемы волнового механизма, представленного на рис. 40, интерференция отсутствует при $\Delta z \geq 7$.

Порядок выполнения работы

Задание 1

1. Начертить структурную схему сложного зубчатого механизма.
2. Начиная с ведущего звена (шестерня 1) пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья.
3. Выявить наличие блоков подвижных звеньев, а также количество и вид звеньев, входящих в их состав.
4. Определить число подвижных звеньев, а также вид совершаемого движения и количество вершин.
5. Выявить число, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар, результат представить в виде таблицы.

6. Определить число и вид кинематических цепей.
7. Подсчитать количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).
8. Выявить наличие и устранить дефекты структуры.
9. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.
10. Определить количество и вид простых и планетарных зубчатых механизмов, входящих в состав сложного зубчатого механизма.
11. Установить тип сложного зубчатого механизма.

Задание 2

1. Выразить передаточные отношения простых зубчатых механизмов через числа зубьев колес, их образующих.
2. Рассчитать передаточные отношения простых зубчатых механизмов, входящих в состав сложного зубчатого механизма.
3. Выразить передаточные отношения планетарных зубчатых механизмов через числа зубьев колес, их образующих.
4. Определить передаточные отношения планетарных зубчатых механизмов, входящих в состав сложного зубчатого механизма.
5. Выразить прямое и обратное передаточные отношения сложного зубчатого механизма через числа зубьев колес, их образующих.
6. Рассчитать прямое и обратное передаточные отношения сложного зубчатого механизма.

Задание 3

1. Определить диаметры начальных поверхностей всех зубчатых колес, входящих в состав сложного зубчатого механизма.
2. Выбрать масштабный коэффициент длин.
3. Перевести все найденные параметры, имеющие размерность длин (м), в масштабный коэффициент длин.
4. По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте построить кинематическую схему сложного зубчатого механизма.

Задание 4

1. Проанализировать кинематическую схему сложного зубчатого механизма.
2. Выбрать требуемое количество характерных точек механизма.
3. Определить масштабный коэффициент оси линейных скоростей.
4. Построить план линейных скоростей для кинематической схемы сложного зубчатого механизма.
5. Рассчитать значения линейных скоростей выбранных характерных точек механизма.

6. Построить план угловых скоростей для кинематической схемы ложного зубчатого механизма.

7. Определить величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев сложного зубчатого механизма.

8. Рассчитать передаточное отношение сложного зубчатого механизма, используя построенные планы скоростей.

9. Определить погрешность расчетов.

После выполнения всех пунктов задания лабораторной работы необходимо оформить отчет в соответствии с предъявляемыми требованиями и подготовиться к ее защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Приведите классификацию сложных зубчатых механизмов.

2. Дайте определение понятия «однорядный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа.

3. Выразите передаточные отношения однорядного зубчатого механизма через числа зубьев колес, его образующих.

4. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей для однорядного зубчатого механизма.

5. Дайте определение понятия «многорядный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа.

6. Выразите передаточные отношения многорядного зубчатого механизма через числа зубьев колес, его образующих.

7. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей многорядного зубчатого механизма.

8. Какие зубчатые механизмы являются однопоточными и почему?

9. Дайте определение понятия «многопоточный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа механизма данного вида.

10. Выразите передаточные отношения многопоточного зубчатого механизма через числа зубьев колес, его образующих.

11. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей многопоточного зубчатого механизма.

12. Дайте определение понятия «эпиполюсический зубчатый механизм». Какие механизмы данного вида вам известны?

13. Поясните отличия и сходства планетарных и дифференциальных механизмов.

14. Дайте определение понятия «планетарный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа механизмов данного вида.

15. В чем заключается сходство и отличие структур типовых планетарных механизмов.

16. Дайте определения звеньев типовых планетарных механизмов.

17. Поясните вывод формулы Виллиса на примере типовых планетарных механизмов и проиллюстрируйте возможность ее применения.

18. Выразите передаточные отношения однорядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением через числа зубьев колес, его образующих.

19. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей однорядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением.

20. Выразите передаточные отношения двухрядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением через числа зубьев колес, его образующих.

21. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей двухрядного планетарного зубчатого механизма с одним внешним и одним внутренним зацеплением.

22. Выразите передаточные отношения двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внешними зацеплениями через числа зубьев колес, его образующих.

23. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями.

24. Выразите передаточные отношения двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями через числа зубьев колес, его образующих.

25. Поясните принцип и последовательность построения планов линейных и угловых скоростей двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внутренними зацеплениями.

26. Дайте определение понятия «дифференциальный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа механизмов данного вида.

27. Какие виды дифференциальных механизмов в зависимости от соотношения количества входных и выходных звеньев вам известны? Поясните их отличия.

28. Дайте определение понятия «суммирующий дифференциальный зубчатый механизм» и поясните последовательность выполнения структурного анализа механизмов данного вида.

29. Поясните последовательность выполнения структурного анализа разделяющего дифференциального зубчатого механизма и дайте его определение.

30. Дайте определение понятия «коробка» и поясните принцип работы механизмов данного вида.

31. Поясните принцип работы, область применения волновых зубчатых механизмов и дайте определение механизмов данного вида.

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 199 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).
2. Теория механизмов и машин : практикум / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 133 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).
3. Механика : практикум по решению задач / Е. В. Брюховецкая [и др.]. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2004. – 202 с.
4. СТО 4.2-07-2008. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной и научной деятельности / разраб. Т. В. Сильченко, Л. В. Белошапко, В. К. Младенцева, М. И. Губанова. – Введ. впервые 09.12.2008. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 47 с.

Дополнительный

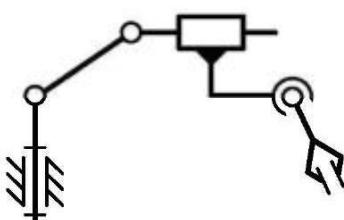
5. Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М. : Высш. шк., 2003. – 496 с.
6. Смелягин, А. И. Структура механизмов и машин : учеб. пособие / А. И. Смелягин. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2002. – 298 с.
7. Смелягин, А. И. Теория механизмов и машин : лаб. практикум / А. И. Смелягин. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2003. – 116 с.
8. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин / С. А. Попов, К. В. Фролов, Г. А. Тимофеев. – М. : Высш. шк., 1999. – 351 с.
9. Смелягин, А. И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование : учеб. пособие / А. И. Смелягин. – М. : ИНФРА-М; Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2003. – 263 с.
10. Теория механизмов и машин : организац.-метод. указания / сост. М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).
11. Теория механизмов и машин : метод. указания по самостоятельной работе / сост. М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

Приложение 2

Образец оформления задания к лабораторной работе

Задание 1

1. Вычертить структурную схему пространственного рычажного механизма:



2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.

3. Определить число подвижных звеньев, а также количество, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.

4. Определить число и вид кинематических цепей.

5. Выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).

6. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.

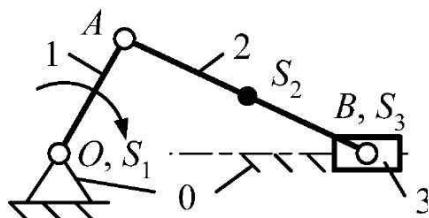
7. Считая выходное звено (схват) неподвижным, определить маневренность механизма.

8. Провести проверку полученных результатов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Структурный анализ и метрический синтез рычажных механизмов	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Иванов А. В.							
Провер.							2	
Н. Контр.								
Утврд.								

Задание 2

1. Вычертить структурную схему плоского рычажного механизма:



2. Начиная с ведущего звена, пронумеровать по порядку арабскими цифрами звенья, а буквами латинского алфавита обозначить все подвижные соединения, содержащиеся в структуре механизма.

3. Определить число подвижных звеньев, вид совершающего движения и количество вершин.

4. Выявить число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (в том числе разнесенных), результат представить в виде таблицы.

5. Определить число и вид кинематических цепей.

6. Подсчитать количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).

7. Выявить наличие и устраниТЬ дефекты структуры.

8. Выбрав соответствующую структурную формулу, определить подвижность (число или степень подвижности) механизма.

9. Выявить число, класс, вид и порядок структурных групп звеньев, а также число и подвижность первичных (элементарных) механизмов.

10. Записать формулу состава структуры механизма.

11. Провести проверку полученных результатов.

12. Определить класс механизма.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Структурный анализ и метрический синтез рычажных механизмов	Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Иванов А. В.							
Провер.								
Н. Контр.								
Утврд.								

Приложение 3

Образец оформления выполненного задания

Задание 1. Структурная схема пространственного рычажного механизма промышленного манипулятора представлена на рис. 28. Пронумеруем по порядку арабскими цифрами подвижные звенья. Обозначим буквами латинского алфавита все подвижные соединения. Структурная схема рассматриваемого механизма содержит пять подвижных звеньев. Выявленные кинематические пары и их параметры представлены в табл. 4.

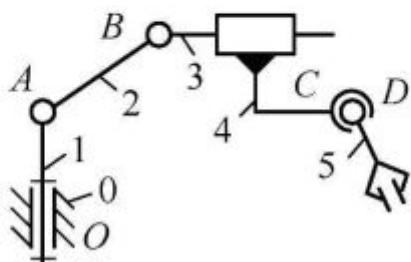


Рис. 28. Схема механизма промышленного манипулятора

Таблица 4

№	Номера звеньев/ название	Схема	Класс/ подвижность	Вид контакта/ замыкание
1	0–1/ вращательная		5/1	Поверхность (низшая)/ геометрическое
2	1–2/ вращательная		5/1	Поверхность (низшая)/ геометрическое
3	2–3/ вращательная		5/1	Поверхность (низшая)/ геометрическое
4	3–4/ поступательная		5/1	Поверхность (низшая)/ геометрическое
5	4–5/ сферическая		3/3	Поверхность (низшая)/ геометрическое

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист	3

Приложение 4

Значения инвалидот

$\alpha, ^\circ$	Порядок	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	$\alpha, ^\circ$
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396	10
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518	11
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984	12
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921	13
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460	14
15	0,00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738	15
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08765	08889	16
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608	17
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543	18
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713	19
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132	20
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817	21
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788	22
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24154	24936	25214	25495	25778	26062	23
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660	24
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602	25
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36796	37166	37537	37910	26
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607	27
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718	28
29	0,0	48164	48612	49864	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268	29
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285	30

$\alpha, {}^\circ$	Порядок	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	$\alpha, {}^\circ$
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799	31
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838	32
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437	33
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631	34
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459	35
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10659	36
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718	37
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815	38
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995	39
40	0,	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14729	14936	15043	15152	15261	40
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16286	16502	16619	41
42	0,	16737	16855	16974	17083	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076	42
43	0,	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639	43
44	0,	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315	44
45	0,	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112	45
46	0,	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24875	25040	46
47	0,	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107	47
48	0,	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324	48
49	0,	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703	49
50	0,	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257	50