

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра теоретической и прикладной механики

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Машиностроительно-технологический институт

Специальности:

150202.65 – оборудование и технология сварочного производства

150501.65 – материаловедение в машиностроении

151001.65 – технология машиностроения

Специализации:

151001.65- 01 – технология автоматизированного производства

151001.65- 03 – общая технология авторемонтного производства

151001.65- 27 – технология, промышленный менеджмент и маркетинг
в машиностроении

150202.65-01 – производство сварных конструкций

150202.65-12 – менеджмент в сварочном производстве

150501.65-09 – маркетинг машиностроительных материалов и технологий

Институт автомобильного транспорта

Специальности:

190205.65 – подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и
оборудование

190601.65 – автомобили и автомобильное хозяйство

Специализации:

190205.65-03 – комплексная механизация и автоматизация погрузочно-
разгрузочных, транспортных и складских работ

190601.65-01 – техническая эксплуатация автомобилей

Направления подготовки бакалавра

150400.62 – технологические машины и оборудование

150600.62 – материаловедение и технология новых материалов

150900.62 – технология, оборудование и автоматизация машиностроительных
производств

190500.62 – эксплуатация транспортных средств

Санкт-Петербург
Издательство СЗГУ
2009

Утверждено редакционно-издательским советом университета

УДК.621.01(076.5)

Теория механизмов и машин: учебно-методический комплекс /
сост. В.П. Уваров, А.И. Иванов. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2009. – 203 с.

Учебно-методический комплекс разработан в соответствии с государственными образовательными стандартами высшего профессионального образования.

В дисциплине рассматриваются вопросы структуры и кинематики механизмов, методы динамического анализа и синтеза машин и механизмов, основные вопросы уравнивания и виброзащиты машин; рассмотрены вопросы определения сил трения и потерь энергии, связанных с рассеиванием энергии при трении.

Рассмотрено на заседании кафедры теоретической и прикладной механики 14 января 2009 года, одобрено методической комиссией факультета общепрофессиональной подготовки 2 февраля 2009 года.

Рецензенты: кафедра теоретической и прикладной механики,
(зав.каф. В.В. Гурецкий, д-р техн. наук, проф.);
В. А. Алексеев, канд. техн. наук, проф.,
зав. кафедрой организации перевозок СЗТУ

Составители: В.П. Уваров, д-р техн. наук, проф.,
А.И. Иванов, канд. техн. наук, доц.

© Северо-Западный государственный заочный технический университет, 2009

© Уваров В.П., Иванов А.И., 2009

1. Информация о дисциплине

1.1. Предисловие

Дисциплина «Теория механизмов и машин» изучается студентами специальностей: 150202.65 – «Оборудование и технология сварочного производства»; 150501.65 – «Материаловедение в машиностроении»; 151001.65 – «Технология машиностроения»; 190205.65 – «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»; 190601.65 – «Автомобили и автомобильное хозяйство» всех форм обучения.

Эта дисциплина включает в себя разделы: «Основы строения машин», «Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов», «Динамика машин и механизмов», «Машины-автоматы, манипуляторы и промышленные роботы».

Дисциплина изучается в течение двух семестров. Учебный план включает в себя лекции, практические и лабораторные работы. Студенты выполняют одну контрольную работу и курсовой проект. После защиты контрольной работы сдают зачет, затем защищают курсовой проект и сдают экзамен.

Цель изучения дисциплины – обеспечить подготовку студентов по основам проектирования машин, включающим знания методов оценки функциональных возможностей типовых механизмов и машин.

Задачи изучения дисциплины – студент должен овладеть основами знаний по дисциплине, формируемыми на нескольких уровнях.

Иметь представление о задачах, решаемых в дисциплине.

Знать основные виды механизмов и области их применения; методы структурного анализа и синтеза механизмов; методы расчета кинематических и динамических параметров движения механизмов; методы учета податливости звеньев; особенности колебаний в машинах и методы виброзащиты и виброизоляции машин и механизмов.

Уметь применять эти знания для решения задач анализа и синтеза структурных и кинематических схем основных видов механизмов и оценку их функциональных возможностей.

Владеть умением самостоятельно проводить расчеты основных параметров машин и механизмов с использованием графических, аналитических и численных методов вычислений с использованием прикладных программ, оформлять графическую и текстовую документацию в соответствии с ЕСКД.

Место дисциплины в учебном процессе:

Теоретической и практической основами дисциплины являются курсы: «Математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Инженерная графика».

1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы

1.2.1. Содержание дисциплины по ГОС

Основные понятия теории механизмов и машин; основные виды механизмов; структурный анализ и синтез механизмов; кинематический анализ и синтез механизмов; кинетостатический анализ механизмов; динамический анализ и синтез механизмов; колебания в механизмах; линейные уравнения в механизмах; нелинейные уравнения движения в механизмах; колебания в рычажных и кулачковых механизмах; вибрационные транспортеры; вибрация; динамическое гашение колебаний; динамика приводов; электропривод механизмов; гидропривод механизмов; пневмопривод механизмов; выбор типа приводов; синтез рычажных механизмов; методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ; синтез механизмов по методу приближения функций; синтез передаточных механизмов; синтез по положениям звеньев; синтез направляющих механизмов.

1.2.2. Объем дисциплины и виды учебной работы

(спец. 150202.65, 151001.65)

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно- заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины (ОТД)	102		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	62	62	62

В том числе аудиторные занятия:			
лекции	24	12	4
лабораторные работы	12	6	4
практические занятия (ПЗ)	16	8	4
Самостоятельная работа студента (СР)	40	40	40
Промежуточный контроль, количество	5	6	6
В том числе: курсовой проект	1	1	1
контрольная работа		1	1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Зачет, экзамен		

(спец. 190205.65)

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно- заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины (ОТД)	140		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	84	84	84
В том числе аудиторные занятия:			
лекции	32	12	4
лабораторные работы	12	12	4
практические занятия (ПЗ)	12	12	8
Самостоятельная работа студента (СР)	56	56	56
Промежуточный контроль, количество	5	6	6
В том числе: курсовой проект	1	1	1
контрольная работа		1	1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Зачет, экзамен		

(спец. 190601.65)

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно- заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины (ОТД)	130		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	78	78	78
В том числе аудиторные занятия:			
лекции	24	12	4
лабораторные работы	20	10	4
практические занятия (ПЗ)	20	10	8
Самостоятельная работа студента (СР)	52	52	52
Промежуточный контроль, количество	5	6	6

В том числе: курсовой проект (работа) контрольная работа	1	1 1	1 1
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Зачет, экзамен		

(спец. 150501.65)

Вид учебной работы	Всего часов		
	Форма обучения		
	очная	очно- заочная	заочная
Общая трудоемкость дисциплины (ОТД)	68		
Работа под руководством преподавателя (включая ДОТ)	41	41	41
В том числе аудиторные занятия:			
лекции	24	12	4
лабораторные работы	8	4	-
практические занятия (ПЗ)	4	2	4
Самостоятельная работа студента (СР)	27	27	27
Промежуточный контроль, количество	5	5	5
В том числе: курсовой проект (работа) контрольная работа	1	1 -	1 -
Вид итогового контроля (зачет, экзамен)	Экзамен		

1.2.3. Перечень видов практических занятий и контроля

1. Одна контрольная работа (для очно-заочной и заочной форм обучения, кроме спец. 150501.65).
2. Практические занятия (для всех форм обучения).
3. Лабораторные работы (для всех форм обучения, кроме спец. 150501.65 заочной формы обучения).
4. Курсовой проект (для всех форм обучения).
5. Тесты (по разделам).
6. Зачет (кроме спец. 150501.65).
7. Экзамен (для всех форм обучения).

2. Рабочие учебные материалы

2.1. Рабочая программа (объем дисциплины 140 часов)

Введение (1 час)

[1], с. 3...6; [3], с. 4...8

Содержание дисциплины «Теория механизмов и машин» и ее значение для инженерного образования. Связь теории механизмов и машин с другими областями знаний. История становления науки о механизмах и машинах. Роль отечественных ученых в разработке проблем теории механизмов и машин.

Раздел 1. Основы строения машин (34 часа)

1.1. Основные понятия теории машин и механизмов (10 часов)

[3], с. 4...8; [4], с. 19...32 [6], с. 19...23

Механизм. Машина. Машина-автомат. Промышленный робот. Звено механизма. Входные и выходные звенья. Кинематическая пара. Классификация кинематических пар. Низшие и высшие пары. Кинематическая цепь.

1.2. Основные виды механизмов и их структурные схемы (10 часов)

[1], с. 5...42; [3], с. 9...11; [6], с. 23...32.

Механизмы с низшими и высшими парами. Плоские и пространственные механизмы. Структурная схема механизма. Рычажные, зубчатые, кулачковые, фрикционные механизмы. Механизмы с гибкими связями. Волновая передача. Механизмы с прерывистым движением выходного звена. Гидравлические и пневматические механизмы.

1.3. Структурный анализ механизмов (14 часов)

[1], с. 8...27; [3], с. 11...17; [6], с. 32...59; [4], с. 32...52; [6], с. 32...59

Число степеней свободы механизма. Обобщенные координаты механизма. Начальные звенья. Избыточные связи. Устранение избыточных связей. Местные подвижности в механизмах. Структурные группы.

Раздел 2. Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов (40 часов)

2.1. Рычажные механизмы (10 часов)

[1], с. 452...474; [3], с. 17...28; [4], с. 52...54, с. 68...130, с. 550...567; [6], с. 59...118, с. 128...136, с. 308...321; [7], с. 391...400, с. 408...430

Основные виды рычажных механизмов. Кинематический анализ и синтез механизмов. Функции положения и кинематические передаточные функции. Метод замкнутого векторного контура для определения кинематических характеристик плоских рычажных механизмов. Кинематическое исследование механизмов с разомкнутыми кинематическими цепями методом преобразования координат с использованием матриц перехода. Графоаналитические методы кинематического анализа.

Синтез механизмов. Синтез рычажных механизмов методом присоединения структурных групп Ассура. Условие существования кривошипа. Синтез по положениям звеньев. Синтез направляющих механизмов; методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ. Синтез механизмов по методу приближения функций.

2.2. Кулачковые механизмы (8 часов)

[1], с. 474...497; [3], с. 28...39; [4], с. 510...548; [6], с. 444...470

Назначение и виды кулачковых механизмов. Выбор законов движения выходного звена. Угол давления и его влияние на условия передачи сил в механизме и его габариты. Определение основных размеров механизма по заданно-

му допускаемому углу давления и по условию выпуклости профиля. Определение координат профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена. Выбор размера ролика толкателя.

2.3. Зубчатые передачи (8 часов)

[1], с. 107...117, с. 498...539; [3], с. 39...52; [4], с. 145...154, с. 423...499;

[6], с. 118...122, с. 340...406

Виды зубчатых передач и области их применения.

Основная теорема зацепления. Скорость скольжения сопряженных профилей. Эвольвентное зацепление.

Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передачи. Основные геометрические параметры зубчатого колеса. Передаточное отношение трехзвенной передачи. Формообразование профилей при зацеплении с исходным производящим контуром (станочное зацепление).

Подрезание и заострение зуба. Качественные показатели эвольвентных передач. Особенности эвольвентной передачи внутреннего зацепления.

Пространственные зубчатые передачи: коническая, червячная, винтовая, гипоидная. Определение передаточных отношений.

Многозвенные зубчатые передачи с неподвижными геометрическими осями колес. Определение передаточных отношений.

2.4. Планетарные зубчатые передачи (8 часов)

[1], с. 112...115; [3], с. 52...68; [4], с. 154...166, с. 499...506; [6], с. 406...427

Основные виды планетарных передач. Аналитический и графический методы кинематического анализа. Зубчатые дифференциалы. Планетарные коробки передач. Замкнутые дифференциальные передачи. Условия, используемые при подборе чисел зубьев планетарных передач.

2.5. Механизмы с прерывистым движением выходного звена (6 часов)

[1], с. 69...71; [3], с. 413...444; [4], с. 172...174, с. 506...510

Основные виды механизмов прерывистого действия. Проектирование мальтийских, храповых механизмов и других механизмов с остановками заданной продолжительности. Зубчато-рычажные механизмы.

Раздел 3. Динамика машин и механизмов (49 часов)

3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями (12 часов)

[1], с. 326...364; [2], с. 6...41; [4], с. 207...212, с. 304...308, с. 324...356, с. 373...411; [6], с. 406...427; [7], с. 243...273

Структура машины. Силы, действующие в машинах. Динамический анализ и синтез механизмов. Динамическая модель механической системы машины. Приведение сил и масс. Уравнения движения звена приведения. Динамическая модель двигателя. Характеристики сил сопротивления. Линейные и нелинейные уравнения движения в механизмах. Режимы работы машины. Решения уравнений движения машины. Динамический синтез. Уменьшение периодических колебаний скорости машины в установившемся режиме. Регулирование непериодических колебаний скорости машины. Динамика приводов; электропривод, гидропривод, пневмопривод механизмов. Выбор типа приводов.

3.2. Исследование движения машин с упругими звеньями (4 часа)

[1], с. 382...452; [2], с. 42...51; [6], с. 252...267

Динамическая модель машины. Приведение жесткостей упругих звеньев. Уравнения движения машины. Решение уравнений движения методом последовательных приближений. Влияние упругости звеньев передаточного механизма на движение машины. Влияние упругой муфты.

3.3. Силовой анализ механизмов (8 часов)

[1], с. 149...193; [2], с. 52...61; [4], с. 247...275

Задачи и методы силового анализа механизмов. Условие статической определимости группы звеньев. Кинетостатический анализ механизмов. Графоаналитический метод силового анализа (метод планов сил).

3.4. Уравновешивание механизмов (10 часов)

[1], с. 304...306; [2], с. 62...86; [4], с. 275...300; [6], с. 201...225

Неуравновешенность механизмов и ее виды. Полное и статическое уравновешивание масс механизмов. Виды неуравновешенностей роторов. Статическое и динамическое уравновешивание роторов на стадии изготовления и проектирования. Гибкие роторы.

3.5. Виброактивность и виброзащита машин (7 часов)

[1], с. 297...301; [2], с. 87...96; [6], с. 267...307

Колебания в механизмах. Источники колебаний и объекты виброзащиты. Параметры вибраций. Воздействие вибраций на технические объекты и человека. Основные методы виброзащиты. Виброизоляция. Демпфирование колебаний. Динамическое гашение колебаний. Колебания в рычажных и кулачковых механизмах. Вибрационные транспортеры.

3.6. Трение в механизмах (8 часов)

[1], с. 251...263; [2], с. 97...123; [4], с. 212...238, с. 308...324

Виды трения. Трение скольжения, жидкостное трение. Сопротивление качению. Факторы, влияющие на коэффициент трения. Трение в низших и высших кинематических парах. Трение и рассеяние энергии. Механический коэффициент полезного действия (КПД) механизма и системы механизмов при их различных соединениях. КПД рычажных, зубчатых и кулачковых механизмов.

Самоторможение. Трение и износ элементов кинематических пар. Виды и стадии изнашивания.

Раздел 4. Машины-автоматы, манипуляторы (14 часов)

4.1. Виды управления движением в машинах-автоматах (6 часов)

[4], с. 574...596; [5], с. 7...18; [6], с. 475...490

Структура машин-автоматов. Циклограммы, тактограммы. Системы управления с помощью распределительных валов, командоаппаратов, копиров. Системы числового программного управления.

4.2. Манипуляторы (8 часов)

[4], с. 611...629; [5], с. 19...49; [6], с. 321...340

Виды манипуляторов и промышленных роботов. Технические показатели манипуляторов. Системы управления промышленными роботами. Прямая и обратная задачи кинематики манипуляторов. Динамика манипуляторов.

Заключение (2 часа)

[2], с. 115...117

Изучаемая дисциплина как часть общего алгоритма проектирования машины.

2.2. Тематический план дисциплины

2.2.1. Тематический план дисциплины

для студентов очной формы обучения спец. 190601.65

№ п/п	Наименование раздела (отдельной темы)	Кол-во часов по очной форме обучения	Виды занятий и контроля											
			Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Самостоятельная работа	Тесты	Контрольная раб. (№ зад.)	ПЗ (С)	ЛР	Курсовой проект
			аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Всего	130	24	8	20	6	20	-	52					
	Введение	1	1	-										
1	Раздел 1. Основы строения машин	34	5	2	4	2	4	-	17	№1				
1.1	Основные понятия теории механизмов и машин		1	1										
1.2	Основные виды механизмов и их структурные схемы		2	1							№1			
1.3	Структурный анализ и синтез механизмов		2	-	4	2	4				№2	№1	№1	
2	Раздел 2. Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов	44	6	2	8	2	12	-	14	№2				
2.1	Рычажные механизмы		1		4	2					№3	№2		
2.2	Кулачковые механизмы		1	1			4						№2	
2.3	Зубчатые передачи		2				8						№3 №4	
2.4	Планетарные зубчатые передачи		1		4						№4	№3		
2.5	Механизмы с прерывистым движением выходного звена		1	1										
3	Раздел 3. Динамика машин и механизмов	39	8	2	8	2			19	№3				
3.1	Исследование движения машин с жесткими звеньями		2	1	4	2						№4 №5		
3.2	Исследование движения машин с упругими звеньями		1											
3.3	Силовой анализ механизмов		1	1										
3.4	Уравновешивание механизмов		2		4							№6		
3.5	Виброактивность и виброзащита машин		1											
3.6	Трение в механизмах		1											
4	Раздел 4. Машины-автоматы, манипуляторы	10	2	2			4		2	№4				
4.1	Виды управления движением в машинах-автоматах		1	1			2						№5	

3.3	Силовой анализ механизмов		1	2										
3.4	Уравновешивание механизмов		1	2										
3.5	Виброактивность и виброзащита машин			2										
3.6	Трение в механизмах		1	2										
4	Раздел 4. Машины-автоматы, манипуляторы	9	2	1					6	№4				
4.1	Виды управления движением в машинах-автоматах		1											
4.2	Манипуляторы		1	1										
	Заключение	2	1	1										

**2.2.5. Тематический план дисциплины
для студентов заочной формы обучения спец. 151001.65, 150202.65**

№ п/п	Наименование раздела (отдельной темы)	Кол-во часов по очной форме обучения	Виды занятий и контроля											
			Лекции		ПЗ (С)		ЛР		Самостоятельная работа	Тесты	Контрольная раб. (№ зад.)	ПЗ (С)	ЛР	Курсовой проект
			аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ	аудит.	ДОТ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Всего	102	4	50	4		4		40		1			1
	Введение	1		1										
1	Раздел 1. Основы строения машин	20	2	10	1		1		6	№1				
1.1	Основные понятия теории механизмов и машин		1	2										
1.2	Основные виды механизмов и их структурные схемы			4							№1			
1.3	Структурный анализ и синтез механизмов		1	4	1		1				№2	№1	№1	
2	Раздел 2. Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов	30		12	1		3		14	№2				
2.1	Рычажные механизмы			4							№3			
2.2	Кулачковые механизмы			2			1						№2	
2.3	Зубчатые передачи			2			2						№3	
2.4	Планетарные зубчатые передачи			2	1						№4	№3		
2.5	Механизмы с прерывистым движением выходного звена			2										
3	Раздел 3. Динамика машин и механизмов	40	2	19	2				17	№3				

2.3. Структурно-логическая схема дисциплины



2.4. Временной график изучения дисциплины при использовании информационно-коммуникационных технологий

№ п/п	Наименование раздела	Продолжительность изучения раздела (из расчета 4 часа в день)
1	Введение и заключение	1 день
2	Раздел 1. Основы строения машин	9 дн.
3	Раздел 2. Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов	12 дн.
4	Раздел 3. Динамика машин и механизмов	10 дн.
5	Раздел 4. Машины-автоматы, манипуляторы	3 дн.
	Итого	35 дн.

2.5. Практический блок

2.5.1. Практические занятия

2.5.1.1. Практические занятия (очная форма обучения, спец. 190601.65)

Номер и название темы	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	№1. Структурный анализ механизмов	4	2
Тема 2.1. Рычажные механизмы	№2. Кинематический анализ рычажных механизмов	4	2
Тема 2.4. Планетарные зубчатые передачи	№3. Кинематический анализ планетарных передач	4	-
Тема 3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями	№4. Приведение сил и масс №5. Решение уравнений движения	4	2
Тема 3.4. Уравновешивание механизмов	№6. Статическое уравновешивание масс плоских механизмов	4	-

2.5.1.2. Практические занятия (очно-заочная форма обучения, спец. 190205.65, 190601.65)

Номер и название темы	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	№1. Структурный анализ механизмов	2	2
Тема 2.1. Рычажные механизмы	№2. Кинематический анализ рычажных механизмов	2	2
Тема. 2.4. Планетарные зубчатые передачи	№3. Кинематический анализ планетарных передач	2	2
Тема 3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями	№4. Приведение сил и масс №5. Решение уравнений движения	4	4
Тема 3.4. Уравновешивание механизмов	№6. Статическое уравновешивание масс плоских механизмов	2	2

2.5.1.3. Практические занятия (очно-заочная форма обучения, спец. 150202.65, 151001.65; заочная форма обучения, спец. 190205.65, 190601.65)

Номер и название темы	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	№1. Структурный анализ механизмов	2	2
Тема. 2.4. Планетарные зубчатые передачи	№3. Кинематический анализ планетарных передач	2	2
Тема 3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями	№4. Приведение сил и масс №5. Решение уравнений движения	4	4

2.5.1.4. Практические занятия (заочная форма обучения, спец. 150202.65, 151001.65, 150501.65)

Номер темы	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	№1. Структурный анализ механизмов	1	1
Тема. 2.4. Планетарные зубчатые передачи	№3. Кинематический анализ планетарных передач	1	1
Тема 3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями	№4. Приведение сил и масс	2	2

2.5.1.5. Практические занятия (очно-заочная форма обучения, спец. 150501.65)

Номер темы	Наименование тем практических занятий	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями	№4. Приведение сил и масс	2	2

2.5.2. Лабораторные работы

2.5.2.1. Лабораторные работы (очная спец. 190601.65)

Номер и название темы	Наименование лабораторных работ	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	Составление схем и структурный анализ механизмов	4	-
Тема 2.2. Кулачковые механизмы	Исследование кулачкового механизма	4	-
Тема 2.3. Зубчатые передачи	Кинематический анализ зубчатых передач	4	-
Тема 2.3. Зубчатые передачи	Образование эвольвентного профиля зубьев зубчатых колес методом обкатки	4	-
Тема 4.1. Виды управления движением в машинах-автоматах	Механизм управления с кулачковым распределительным валом	2	-
Тема 4.2. Манипуляторы	Геометрический анализ манипуляторов	2	-

2.5.2.2. Лабораторные работы (очно-заочная форма обучения спец. 150202.65; 151001.65)

Номер и название темы	Наименование лабораторных работ	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	Составление схем и структурный анализ механизмов	2	
Тема 2.2. Кулачковые механизмы	Исследование кулачкового механизма	1	
Тема 2.3. Зубчатые передачи	Кинематический анализ зубчатых передач	1	
Тема 2.3. Зубчатые передачи	Образование эвольвентного профиля зубьев зубчатых колес методом обкатки	2	

2.5.2.3. Лабораторные работы (очно-заочная форма обучения, спец. 150202.65; 151001.65; 190205.65; 190601.65, 150501.65)

Номер и название темы	Наименование лабораторных работ	Кол-во часов	
		аудит.	ДОТ
Тема 1.3. Структурный анализ и синтез механизмов	Составление схем и структурный анализ механизмов	1	
Тема 2.2. Кулачковые механизмы	Исследование кулачкового механизма	1	
Тема 2.3. Зубчатые передачи	Кинематический анализ зубчатых передач	2	

2.6. Балльно-рейтинговая система оценка знаний

Изучаемая дисциплина содержит 4 раздела, при изучении которых следует выполнить от 3 до 6 лабораторных работ, 1 контрольную работу, 1 курсовой проект и пройти 4 контрольных теста.

После изучения каждого раздела следует ответить на вопросы для самопроверки. Ответы на вопросы разделов не оцениваются в баллах. Однако работа с этими вопросами является хорошей репетицией для сдачи промежуточных тестов.

За каждый вид самостоятельных работ начисляется определенное число баллов:

- контрольный тест – 40 баллов (по 1 баллу за вопрос);
- лабораторная работа – до 12 баллов (все, согласно учебному графику);
- контрольная работа – 10 баллов;
- курсовой проект – от 10 баллов (удовлетворительно) до 26 баллов (отлично);
- практические занятия – до 12 баллов.

Итого каждый студент может получить не более 100 баллов.

Оценка результатов обучения:

Оценка	Кол-во набранных баллов
Удовлетворительно	55...69
Хорошо	70...84
Отлично	85...100

3. Информационные ресурсы дисциплины

3.1. Библиографический список

Основной:

1. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов/ М.З. Коловский [и др.]. – М.: Академия, 2008. – 560 с.
2. Уваров, В.П. Теория механизмов и машин. Динамика машин: учеб. пособие/ В.П. Уваров. – СПб: Изд-во СЗТУ, 2008. – 123 с.
3. Недоступ, А.П. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов: учеб. пособие/А.П. Недоступ, В.П. Уваров. – СПб: Изд-во СЗТУ, 2002. – 84 с.

Дополнительный:

4. Уваров, В.П. Теория механизмов и машин. Машины с системами управления движением: конспект лекций. – СПб: СЗПИ, 1996. – 50 с.
5. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник для техн. вузов/ И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
6. Теория механизмов и машин: учебник для техн. вузов /под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш.школа, 1987. – 496 с.
7. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов/ Н.И. Левитский. – М.: Наука. 1990. – 592 с.

3.2. Опорный конспект лекций по дисциплине

Введение

Теория механизмов и машин (ТММ) – наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и их проектирования.

При проектировании машины можно выделить несколько этапов. Первый этап связан с выбором и проектированием схемы механизма, которая является «скелетом» реальной конструкции. Выбор размеров и материала деталей буду-

щей машины определяет следующий этап проектирования. На последнем этапе выбираются методы и средства изготовления конструкции. Теоретической основой первого определяющего этапа является теория механизмов и машин

ТММ в настоящем ее виде является комплексной наукой, в которой проблемы структуры, кинематики и динамики машин переплетаются с проблемами оптимального проектирования и управления.

Основой для изучения дисциплины является литература, указанная в библиографическом списке и рабочие учебные материалы, изложенные в п. 2 учебно-методического комплекса. Предлагаемый опорный конспект в сжатой форме излагает наиболее важные (опорные) вопросы, изучаемые в дисциплине. В соответствии с рабочей программой конспект разбит на разделы, которые включают несколько тем.

Самоконтроль эффективности изучения теоретического материала осуществляется с помощью вопросов к каждой из тем и тестов к каждому разделу.

Раздел 1. Основы строения машин

Первый раздел включает три темы: «Основные понятия теории механизмов и машин», «Основные виды механизмов и их структурные схемы», «Структурный анализ и синтез механизмов».

После изучения каждой из тем следует ответить на вопросы для самопроверки. Работа над разделом завершается контрольным тестом. Если возникают затруднения в ответе на какой-либо вопрос следует обратиться к глоссарию или к учебному пособию [3].

По тематике раздела предусмотрено выполнение лабораторной работы №1, решение 1 и 2 задач контрольной работы, исследование структуры машины в курсовом проекте.

1.1. Основные понятия теории механизмов и машин

В теме изучаются следующие вопросы:

– структура машины, механизма;

– классификация кинематических пар.

Структура машины, механизма. *Машина (машинный агрегат)* – система, предназначенная для осуществления механических движений и силовых воздействий, необходимых для выполнения тех или иных рабочих процессов. В зависимости от вида рабочего процесса различают энергетические, технологические, транспортные, информационные машины.

Основными частями машины являются двигатели, механическая система, системы управления движением.

Механическая система преобразует движение выходного звена двигателя в требуемые движения исполнительных органов машины. В общем случае механическая система включает механизмы двигателя, передаточные механизмы и исполнительные механизмы.

Механизмы двигателя обеспечивают требуемое движение его выходного звена (вращательное, возвратно-поступательное).

Передаточные механизмы служат для воспроизведения заданной функциональной зависимости между движением выходного звена двигателя и входного звена исполнительного механизма.

Исполнительные механизмы непосредственно выполняют заданную технологическую операцию.

Механизмом будем называть систему тел, обеспечивающую передачу и преобразование механических движений и сил.

Основные типы механизмов: рычажные, кулачковые, зубчатые, фрикционные, с гибкими связями, гидравлические и пневматические.

Структурная схема механизма – безмасштабная схема механизма, предназначенная для исследования его структуры. Схема механизма, выполненная в масштабе, называется *кинематической схемой*. Основные элементы таких схем – звенья и кинематические пары.

Звеньями называют тела, образующие механизм, а *кинематическими парами* – подвижные соединения звеньев, накладывающие связи на их относительные движения.

Структурная схема является механической моделью механизма. При составлении любой модели принимают те или иные допущения, позволяющие идеализировать физический объект изучения в соответствии с теми или иными задачами исследования.

При переходе от реального механизма к его структурной схеме обычно делают следующие предположения:

- а) все твердые звенья являются абсолютно твердыми телами;
- б) кинематические пары реализуют голономные, стационарные и удерживающие связи.

Механическую модель, принятую в соответствии с этими предположениями, называют механизмом с жесткими звеньями.

Звенья могут состоять из нескольких деталей, не имеющих между собой относительного движения.

Звено механизма, принимаемое за неподвижное, называют *стойкой* (например, в самолете – фюзеляж, в токарном станке – станина).

Вход – звено, которому сообщается движение относительно стойки, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

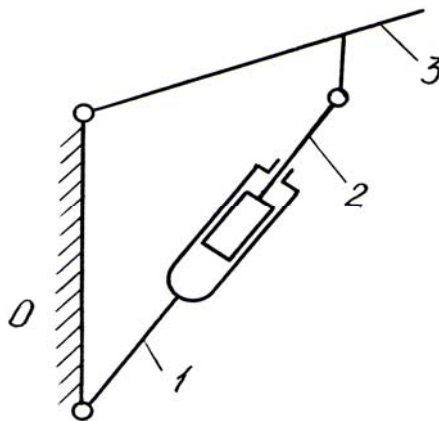


Рис. 1.1. Механизм с входной кинематической парой

Иногда трудно указать входное звено механизма. Например, в экскаваторах, погрузчиках используют механизмы с гидроцилиндрами. На рис. 1.1 приведен пример такого механизма. На рисунке обозначены: *O* – стойка; 1, 2, 3 – подвиж-

ные звенья. Звенья 1 и 2 можно считать входными. В этом случае целесообразно указывать входную кинематическую пару.

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого и предназначен механизм.

У механизма может быть несколько входных и выходных звеньев (например, автомобильный дифференциал).

Система звеньев, связанных между собой кинематическими парами, называется кинематической цепью.

Различают открытые и замкнутые кинематические цепи. В замкнутой цепи каждое звено является элементом не менее чем двух кинематических пар; в открытой цепи имеются звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

Кинематические цепи подразделяют также на плоские и пространственные. Кинематическая цепь будет плоской, если при закреплении одного из ее звеньев точки всех других звеньев движутся в параллельных плоскостях. В противном случае кинематическая цепь будет пространственной.

Кинематическая цепь становится механизмом, если одно из ее звеньев принять за стойку.

Классификация кинематических пар. Совокупность поверхностей, линий или точек звена, по которым оно может соприкоснуться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называется элементом пары.

Кинематические пары классифицируют по числу элементарных связей, ограничивающих перемещения одного из элементов пары относительно ее другого элемента или по числу степеней свободы одного из элементов в его движении относительно другого ее элемента.

Ранее было принято допущение: звенья являются абсолютно твердыми телами. Положение абсолютно твердого тела в пространстве определяется шестью координатами, то есть оно обладает шестью степенями свободы. Перемещение такого тела может быть представлено как совокупность трех поворотов вокруг трех осей, жестко связанных с телом, и перемещений вдоль трех произвольно выбранных взаимно перпендикулярных направлений.

В кинематической паре звено в относительном движении (относительно звена, принятого за неподвижное) имеет число степеней свободы W , определяемое выражением

$$W = 6 - C, \quad (1.1)$$

где C – число связей, налагаемых на относительное движение звеньев кинематической пары.

$C = 0$ – звенья свободны, кинематические пары отсутствуют.

$C = 6$ – два тела жестко связаны и образуют одно звено.

Таким образом, для каждой кинематической пары имеет место двойное неравенство

$$1 \leq C \leq 5. \quad (1.2)$$

Соответственно все кинематические пары делят на 5 классов по числу связей, накладываемых на относительное движение звеньев.

Иногда кинематические пары разделяют по числу степеней свободы, которые имеют звенья в относительном движении. Из соотношений (1.1), (1.2) видно $1 \leq W \leq 5$. Соответственно все кинематические пары делятся на одно-, двух-, трех-, четырех-, пятиподвижные. Для каждой пары $W + C = 6$.

В [3] приведены примеры кинематических пар с их условными изображениями по ГОСТ 2.770-76, в том числе следующие пары: сферическая, цилиндрическая, вращательная, поступательная.

Все кинематические пары делят на высшие и низшие в зависимости от того, как соприкасаются звенья.

В низших парах элементами являются поверхности, а высших – линии и точки. Одно из преимуществ низших пар по сравнению с высшими – возможность передачи больших сил, поскольку контактная поверхность соприкасающихся пар может быть значительной. Прямая, окружность, винтовая линия являются, как правило, линиями постоянной кривизны. Поэтому отрезки этих линий можно перемещать по самим линиям без нарушения контакта. Следовательно, поверхностями в низших парах могут быть плоскость, цилиндрическая,

сферическая и винтовая поверхности. Это обстоятельство дает возможность образовать шесть низших пар: вращательную, поступательную, цилиндрическую, сферическую, плоскостную (плоскость на плоскости) и винтовую (винт – гайка).

Число высших кинематических пар неограниченно. Примеры: шар – плоскость, цилиндр – плоскость, кулачковая пара, зубчатая пара. С помощью высших кинематических пар можно получить множество вариантов различных относительных движений звеньев.

Для того чтобы элементы пары находились в постоянном контакте, пары должны быть замкнуты геометрически (за счет конструктивной формы звеньев, например, как в цилиндрической и вращательной парах) или силовым способом (силой тяжести, пружиной и т. п.).

Вопросы для самопроверки

1. Поясните понятие механизм, машина.
2. Перечислите основные виды механизмов, машин.
3. Дайте определение звена, кинематической пары.
4. По какому признаку классифицируют кинематические пары?
5. Какую кинематическую пару называют высшей, низшей?

1.2. Основные виды механизмов и их структурные схемы

В теме изучаются следующие вопросы:

- механизмы с высшими и низшими кинематическими парами;
- плоские и пространственные механизмы;
- структурные схемы механизмов.

Механизмы делят на **механизмы с низшими и высшими парами**.

Наиболее распространенные механизмы с низшими парами – рычажные, клиновые, винтовые; с высшими парами – кулачковые, зубчатые, фрикционные, мальтийские, храповые.

Механизмы с низшими и высшими парами могут быть **плоскими и пространственными**. Плоским называется механизм, подвижные звенья которого

совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Пространственным называется механизм, в котором точки некоторых его звеньев описывают пространственные или плоские траектории, расположенные в пересекающихся плоскостях.

В названиях механизмов могут быть отражены конструктивные признаки и характер движения входных и выходных звеньев. Например, название «кривошипно-ползунный механизм» означает, что механизм преобразует непрерывное вращательное движение кривошипа в поступательное движение ползуна. Механизмы классифицируют и по их назначению: «кривошипно-ползунный механизм поршневого компрессора» или «кривошипно-ползунный механизм двигателя внутреннего сгорания».

Структурные схемы механизмов с низшими, высшими кинематическими парами, а также плоских и пространственных механизмов приведены в [1] – [5].

Вопросы для самопроверки

1. Нарисуйте схемы механизмов с низшими парами.
2. Приведите примеры механизмов с высшими парами.
3. Какие механизмы называют плоскими, а какие пространственными?

1.3. Структурный анализ и синтез механизмов

В этой теме изучаются следующие вопросы:

- число степеней свободы механизма;
- избыточные связи, синтез механизмов с оптимальной структурой;
- местные степени свободы механизма;
- структурные группы.

Число степеней свободы механизма равно числу обобщенных координат. В теоретической механике обобщенными координатами механической системы называют независимые между собой параметры (линейные или угловые),

однозначно определяющие положение системы. Так как механизм – это система связанных между собой твердых тел (звеньев), то понятие «обобщенные координаты» распространяется и на механизм. Обобщенные координаты механизма однозначно определяют положение всех звеньев относительно стойки. Звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат, называют начальным звеном.

Число степеней свободы в модели механизма с жесткими звеньями называют числом степеней подвижности или подвижностью.

Если бы все n подвижных звеньев механизма были свободными телами, то они имели бы $6n$ степеней свободы. При соединении этих звеньев в кинематические пары относительно движение их будет ограничено условиями связи. Пара первого класса налагает одно условие связи, второго класса – два условия связи и т. д.

Общее число условий связи

$$C = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1,$$

где p_5 – число пар пятого класса; p_4 – число пар четвертого класса и т.д.

Тогда число степеней свободы механизма определяется формулой

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1.3)$$

Формула (1.3) носит название формулы Сомова – Малышева. Она справедлива для пространственных механизмов.

Получим формулу для плоского механизма. Если бы все подвижные звенья были свободными телами, совершающими плоское движение, то их общее число степеней свободы было бы равно $3n$. Каждая кинематическая пара может отнимать у звеньев в их плоском движении одну или две степени свободы. Две степени свободы отнимает в плоском движении любая низшая кинематическая пара (поступательная, вращательная, цилиндрическая, сферическая), одну степень свободы – любая высшая кинематическая пара (первого или второго класса).

Следовательно, число степеней свободы плоского механизма определится по формуле

$$W = 3n - 2p_H - p_B, \quad (1.4)$$

где p_H, p_B – число кинематических пар соответственно низших и высших.

Эта формула предложена еще в 1869 г. П.Л. Чебышевым для рычажных механизмов с вращательными парами и одной степенью свободы.

Определим число степеней свободы для механизма, изображенного на рис. 1.1. Этот механизм образован только низшими парами 5 класса. У механизма три подвижных звена, $n = 3$. Звенья 0 (стойка) и 1, 0 и 3, 2 и 3 образуют вращательные кинематические пары, звенья 1 и 2 образуют поступательную кинематическую пару. Всего $p_H = 4$.

Механизм плоский, поэтому, используя формулу (1.4), получим

$$W = 3n - 2p_H = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1,$$

т. е. рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы.

В некоторых механизмах имеются связи, повторяющие ограничения, наложенные другими связями. Такие связи называют **избыточными**. Они не влияют на движение механизма в целом и на закон движения выходного звена. Можно выделить *избыточные связи в кинематических парах и в замкнутых кинематических цепях*.

Причины появления избыточных связей в кинематических парах рассмотрены в учебном пособии [3]. Рассмотрим причины и следствия появления избыточных связей в замкнутых кинематических цепях.

Неточность изготовления звеньев и сборки механизма одна из основных причин появления избыточных связей в механизмах с замкнутыми кинематическими цепями

В некоторых машинах (мостовые краны, экскаваторы, дорожно-транспортные машины и т.п.) с основанием (стойкой) в виде рамных конструкций появление избыточных связей может быть связано с деформацией основания. Под действием больших внешних нагрузок отдельные элементы рамы получа-

ют относительные смещения. В результате может возникнуть защемление элементов кинематических пар.

Пусть звенья 1, 2, 3 четырехзвенного механизма собраны в разомкнутую кинематическую цепь (рис. 1.2, *а*). Оси вращательных кинематических пар A, B, C параллельны, а оси z и z' элементов кинематической пары D скрещиваются под некоторым углом.

Причем непараллельность осей z и z' может возникнуть как из-за неточностей изготовления звена 3 (как на рисунке), так и вследствие деформаций стойки.

Чтобы замкнуть цепь, необходимо собрать вращательную пару D . Для этого потребуется линейная деформация звена 3, чтобы совместить точки O и O' , и две угловые деформации звена 3 относительно осей y и x . Собранный механизм будет иметь три избыточные связи.

Рассмотренный пример показывает, что все механизмы, в том числе и плоские, при анализе структуры должны рассматриваться как пространственные.

Выявить избыточные связи можно с помощью структурных формул, если в них учесть число избыточных связей.

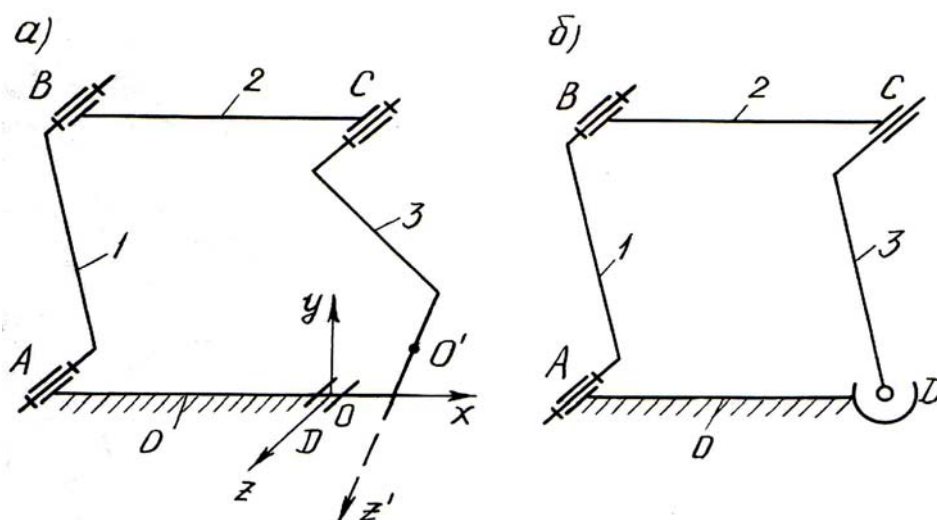


Рис. 1.2. Рычажный механизм:
а) с избыточными связями; *б*) без избыточных связей

Поскольку избыточные связи повторяют уже имеющиеся в механизме связи, то формулы (1.3), (1.4) приобретут вид

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + q; \quad (1.5)$$

$$W = 3n - 2p_H - p_B + q, \quad (1.6)$$

где q – число избыточных связей.

Используем формулу (1.5) для анализа четырехзвенного механизма (рис. 2, а). Механизм имеет одну степень свободы ($W = 1$), три подвижных звена ($n = 3$) и четыре кинематические пары пятого класса ($p_5 = 4$). Поэтому

$$q = W - 6n + 5p_5 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

Недостаток используемых формул в том, что они определяют только число избыточных связей, но не определяют места их расположения. **Синтез механизмов** с оптимальной структурой заключается в устранении избыточных связей. Добиться этого можно с помощью понижения класса кинематических пар. Например, в рассматриваемом механизме можно вращательную пару C заменить цилиндрической парой, а пару D – сферической (рис. 1.2, б).

Механизмы без избыточных связей адаптируются к деформациям основания и удовлетворяют условиям непринужденной сборки при наличии погрешностей изготовления и монтажа. Их называют самоустанавливающимися механизмами.

Местные степени свободы. В механизме могут иметь место так называемые местные или «лишние» степени свободы (местные подвижности), которые не влияют на передачу движения от входа к выходу.

Местную подвижность имеют плавающие оси, втулки, ролики в кулачковых механизмах и т. п. Местная подвижность позволяет, например, уменьшать износ элементов кинематической пары, улучшать условия смазки, повышать долговечность узлов машины.

Возникновение местной степени свободы может быть нежелательно. Если, например, в механизме на рис. 1.2, б пары A , C выполнить вращательными, а пару B – сферической, то появится возможность вращения

звеньев 2, 3 относительно линии BD , соединяющей центры сферических пар. Такая дополнительная степень свободы недопустима.

Структурные группы. Для структурного анализа и синтеза механизмов можно использовать принцип Л. В. Ассура, который заключается в следующем.

Механизм может быть разделен на две части: начальный механизм и ведомая цепь. Начальный механизм состоит из стойки и входных звеньев. Ведомая цепь включает все другие звенья механизма.

Начальный механизм имеет число степеней свободы, равное числу степеней свободы всего механизма. Следовательно, если ведомую цепь отсоединить от начального механизма и присоединить к стойке теми же самыми кинематическими парами, то должна получиться статически определимая ферма ($W = 0$). Следовательно, ведомая цепь не увеличивает числа степеней свободы начального механизма. Если начальный механизм не имеет избыточных связей, то при присоединении к нему статически определимой ведомой цепи можно получить механизм без избыточных связей.

Ведомую цепь можно разделить на части, каждая из которых обладает указанным свойством ведомой цепи. Эти части называют структурными группами. Структурная группа называется простой, если она не может быть разделена на две и более структурные группы. Такие группы называются группами Ассура. Л.В. Ассур сформулировал свои идеи, изучая плоские рычажные механизмы, которые будут рассмотрены ниже.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое число степеней свободы механизма?
2. Напишите формулы Чебышева и Малышева.
3. Что такое избыточная связь?
4. Приведите примеры избыточных связей в кинематических парах.
5. Как устранить избыточные связи?
6. К чему приводит появление избыточных связей в механизме?
7. Приведите примеры механизмов с местными подвижностями.

8. Какая группа звеньев называется группой Ассура?

Раздел 2. Общие методы определения кинематических характеристик и проектирования схем основных видов механизмов

Второй раздел включает пять тем: «Рычажные механизмы», «Кулачковые механизмы», «Зубчатые передачи», «Планетарные зубчатые передачи», «Механизмы с прерывистым движением выходного звена».

После изучения каждой из тем следует ответить на вопросы для самопроверки. Работа над разделом завершается контрольным тестом. Если возникают затруднения в ответе на какой-либо вопрос следует обратиться к глоссарию или к учебному пособию [3].

По тематике раздела предусмотрено: выполнение лабораторных работ №2 – №6 в зависимости от тематического плана; решение 3, 4 задач контрольной работы; кинематический анализ рычажных и зубчатых механизмов в курсовом проекте.

2.1. Рычажные механизмы

Вопросы, изучаемые в этой теме:

- основные виды рычажных механизмов;
- функции положения и кинематические передаточные функции;
- кинематический анализ плоских рычажных механизмов;
- графоаналитические методы кинематического анализа;
- синтез плоских рычажных механизмов.

Рычажным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические кинематические пары. **Основные виды рычажных механизмов:** шарнирные, кривошипно-ползунные (КПМ); кулисные; механизмы с разомкнутыми кинематическими

цепями (манипуляторы). Структурные схемы этих механизмов приведены в учебном пособии [3].

Шарнирный механизм – это механизм, звенья которого образуют вращательные кинематические пары. Механизм служит для преобразования одного вида вращательного движения в другое и для получения заданной траектории движения рабочего органа. Звено называется кривошипом, если оно может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси, или коромыслом, если может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси. Шатун – звено, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.

КПМ служит для преобразования поступательного движения во вращательное или наоборот. Помимо кривошипа и шатуна в механизм входит ползун – звено, образующее поступательную пару со стойкой.

Кулисный механизм служит для преобразования одного вида вращательного движения в другое вращательное или в поступательное. Механизм содержит кривошип, камень – звено, образующее поступательную пару с подвижной направляющей – кулисой. Кулиса может быть качающейся (коромыслом), вращающейся (кривошипом) или движущейся поступательно.

Функции положения и кинематические передаточные функции.

В кинематике рассматривается механическое движение тел без учета сил, действующих на них. Основные задачи кинематического анализа: определение положения звеньев; определение скоростей и ускорений точек звеньев и звеньев.

При решении этих задач необходимо знать законы движения входных (начальных) звеньев и кинематическую схему механизма, то есть структурную схему с указанием размеров, необходимых для кинематического анализа.

Однако во многих случаях при проектировании механизмов законы движения входных звеньев в функции времени удастся определить только на последних стадиях проектирования, после динамического исследования движения машины в целом с учетом сил, приложенных к звеньям, масс и моментов инерции звеньев. В таких случаях для точек звеньев и самих звеньев первоначально определяются

некоторые функции от обобщенных координат – функции положения и кинематические передаточные функции.

Для примера рассмотрим КПМ (рис. 2.1).

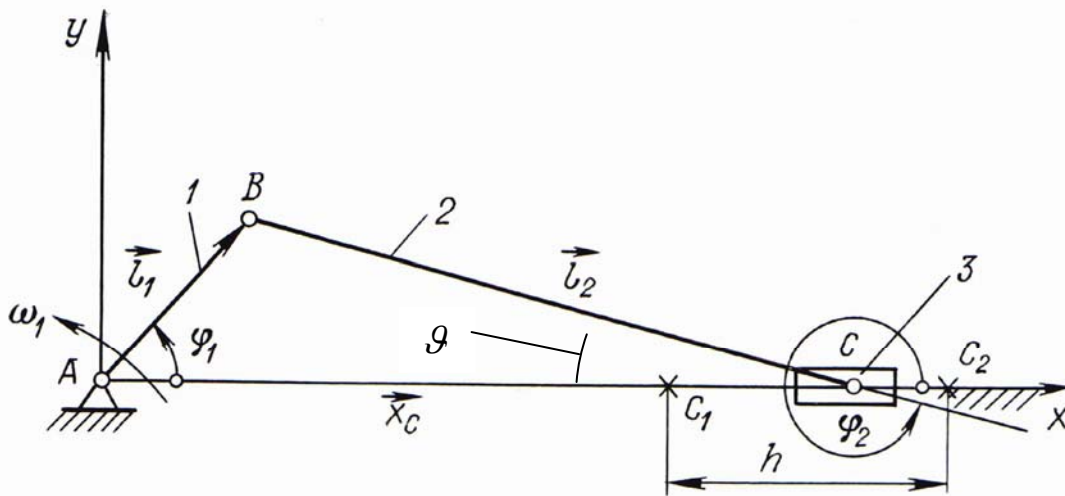


Рис. 2.1. Кривошипно-ползунный механизм

Кривошип 1 – начальное (оно же входное) звено. Ему приписывается обобщенная координата φ_1 . Тогда, например, для точки C функцией положения будет называться зависимость $x_C = x_C(\varphi_1)$. Кинематической передаточной функцией скорости точки C будет зависимость $x'_C = dx_C / d\varphi_1$, а кинематической передаточной функцией ускорения точки C зависимость $x''_C = d^2x_C / d\varphi_1^2$. Величины x'_C , x''_C иногда называют соответственно аналогами скорости и ускорения.

Если задана или определена функция положения или одна из передаточных функций механизма, то другие зависимости могут быть найдены методами дифференцирования и интегрирования, в том числе численного или графического.

Установим связь между аналогами скорости и ускорения и скоростью и ускорением.

Пусть задана зависимость обобщенной координаты φ_1 от времени t , $\varphi_1 = \varphi_1(t)$. Тогда для определения скорости v_C точки C необходимо взять произвольную по времени от сложной функции $x_C[\varphi_1(t)]$

$$v_C = \frac{dx_C}{dt} = \frac{dx_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}.$$

Поскольку $d\varphi_1/dt = \omega_1$ – угловая скорость начального звена, то $v_C = x'_C \omega_1$.

Величина ускорения a_C точки C определяется после дифференцирования скорости v_C по времени t

$$a_C = \frac{dv_C}{dt} = \omega_1 \frac{dx'_C}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{d\omega_1}{dt} x'_C = x''_C \omega_1^2 + x'_C \varepsilon_1,$$

где ε_1 – угловое ускорение входного звена.

Следует еще раз отметить, что функция положения и кинематические передаточные функции зависят только от структуры и размеров звеньев механизма.

В общем случае функцией положения механизма называется зависимость выходных параметров (координат некоторых точек, углов поворотов звеньев) от обобщенных координат механизма. Для одноподвижных механизмов функция положения является функцией одной переменной.

Для **плоских рычажных механизмов** функции положения наиболее просто получить методом замкнутых векторных контуров. Например, для КПМ (рис.2.1) в векторный контур $ABCA$, входят векторы $\vec{l}_1 = \overrightarrow{AB}$, $\vec{l}_2 = \overrightarrow{BC}$ и вектор $\vec{x}_C = \overrightarrow{AC}$. Условие замкнутости этого контура имеет вид $\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{x}_C$. Спроецировав это векторное равенство на оси координат Ax , Ay , получим систему скалярных уравнений, из которой можно определить искомую функцию $x_C = x_C(\varphi_1)$.

Более подробно этот метод изложен в учебном пособии [3].

Однако в некоторых механизмах одной и той же совокупности обобщенных координат могут соответствовать различные конфигурации механизма, которые называют монтажными схемами или сборками.

На рис. 2.2 показаны две возможные сборки шарнирного четырехзвенника. Замкнутый контур ABC_1D – соответствует первой сборке, а контур ABC_2D – второй.

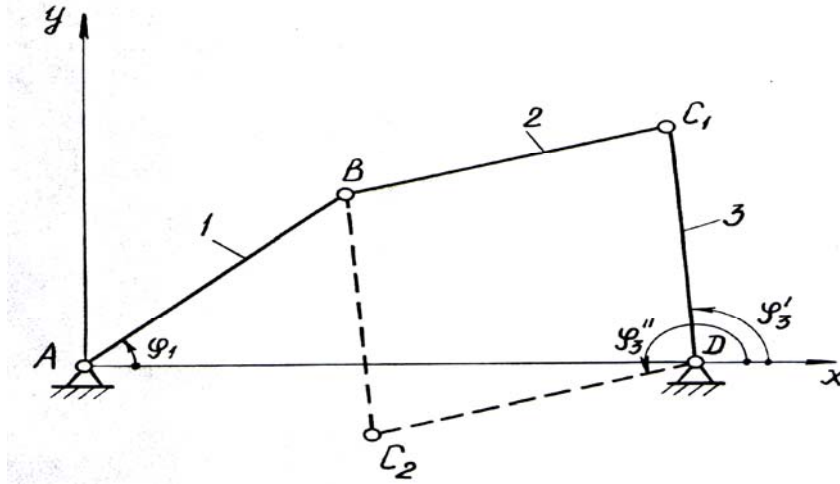


Рис. 2.2. Шарнирный четырехзвенник

Из рисунка видно, что одному значению обобщенной координаты φ_1 соответствуют разные выходные координаты для звена 3: φ_3' для первой сборки и φ_3'' для второй сборки.

Обычно реальный механизм работает в одной из сборок, не переходя в другую. При описании кинематической схемы механизма надо указать, в какой из сборок он будет работать. Однако, могут быть критические положения, когда точки BC_1D (или BC_2D) располагаются на одной прямой и тогда условия перехода из одной сборки в другую требует дополнительных пояснений.

Найденные функции положения позволяют определить первую и вторую кинематические передаточные функции (аналоги скоростей и ускорений). Для этого необходимо продифференцировать по φ_1 функцию положения соответственно один и два раза. При первом дифференцировании получим передаточную функцию скорости, а при втором – передаточную функцию ускорения.

Графоаналитический метод кинематического анализа рычажных механизмов основан на построении планов скоростей и ускорений – схемах, на

которых изображены векторы, соответствующие скоростям или ускорениям различных точек механизма в данный момент. Методика построения таких планов рассмотрена в учебном пособии [3].

Были рассмотрены задачи и методы кинематического анализа механизмов: для заданной кинематической схемы механизма определялись его кинематические характеристики. При проектировании механизма необходимо решать и обратную задачу: по выбранной структурной схеме механизма и заданных кинематических характеристиках определить размеры звеньев проектируемого механизма, при которых они совершали бы требуемые движения. Такая задача называется синтезом кинематической схемы механизма.

Среди задач, решаемых при **кинематическом синтезе передаточных и направляющих механизмов**, следует указать: синтез по положениям звеньев; синтез по методу приближения функции положения; синтез по методам оптимизации с применением ЭВМ [7].

Важной характеристикой при синтезе плоского рычажного механизма является проворачиваемость его звеньев (наличие в нем кривошипов).

Для плоского шарнирного четырехзвенного механизма (рис. 2.2) условие проворачиваемости звена определяется правилом Грасгофа: самое короткое звено этого механизма может быть кривошипом, если сумма длин самого короткого и самого длинного звеньев меньше суммы длин остальных звеньев.

Применяя это правило, шарнирные четырехзвенники делят на три группы: кривошипно-коромысловые; двухкривошипные; двухкоромысловые.

Для центрального КПМ (рис. 2.1) звено 1 будет кривошипом, если выполняется условие $l_1 < l_2$.

При проектировании механизмов необходимо учитывать важный параметр, характеризующий условие передачи сил, – угол давления. Это угол между вектором силы, приложенной к ведомому звену, и вектором скорости точки приложения этой силы. Для КПМ (рис. 2.1), независимо от того, какое звено (кривошип или ползун) является ведомым, условия передачи сил существенно зависят от максимального значения угла между BC и AC

(угол ϑ). Максимальное значение этого угла достигается при $\varphi_1 = 90^\circ$ или 270° . $\vartheta_{\max} = \arcsin l_1 / l_2 = \arcsin \lambda$. Чем меньше значение λ , тем больше размеры механизма (по отношению к длине кривошипа), но меньше углы давления. Для механизмов двигателя внутреннего сгорания отношение λ принято выбирать в пределах $1/3 \dots 1/5$.

При проектировании машин иногда задают среднюю скорость ползуна v_{cp} , м/с. Для КПМ (рис. 2.1) размеры звеньев в этом случае определяются из следующих соображений. Один оборот кривошипа совершается за $t = 60 / n_1, \text{с}$, где n_1 – частота вращения кривошипа, мин^{-1} . За это время ползун пройдет путь, равный $2h$, где h – ход ползуна. Следовательно, $\vartheta_{\text{cp}} = 2h / t = h \cdot n_1 / 30$. Откуда $l_1 = 15\vartheta_{\text{cp}} / n_1$. Затем по заданной величине λ можно найти и длину шатуна.

Более подробно синтез механизмов по положениям звеньев и по средней скорости выходного звена рассмотрен в [6].

Вопросы для самопроверки

1. Какие механизмы называются рычажными?
2. Назовите основные виды рычажных механизмов.
3. В чем заключается задача кинематического анализа?
4. Что такое аналог скорости и аналог ускорения?
5. В чем суть метода замкнутого векторного контура?
6. Сформулируйте сущность метода и порядок построения планов скоростей.
7. Как, пользуясь свойством подобия, определить скорость или ускорение заданной точки звена, используя построенные планы скоростей и ускорений?
8. Какая группа звеньев называется группой Ассура?
9. Поясните принцип образования плоских механизмов по Ассуру.
10. Сформулируйте правило Грасгофа для шарнирного четырехзвенника.

2.2. Кулачковые механизмы

Вопросы, изучаемые в этой теме:

- основные виды кулачковых механизмов;
- законы движения выходного звена;
- угол давления;
- определение основных размеров кулачкового механизма, исходя из различных условий;
- определение координат профиля кулачка.

Кулачковым называют механизм, в состав которого входит звено-кулачок, имеющий элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Кулачковый механизм позволяет воспроизвести движение выходного звена по заданному закону, согласованному с движением звеньев других механизмов.

Виды кулачковых механизмов. В зависимости от движения выходного звена кулачковые механизмы можно разделить на два следующих вида: выходное звено – коромысло; выходное звено – толкатель.

В зависимости от формы кулачка можно выделить кулачковые механизмы:

- с дисковыми (плоскими) кулачками;
- с пространственными кулачками – цилиндрическими, коническими, коноидными;
- с поступательно движущимся кулачком.

В зависимости от формы контактной поверхности выходного звена можно выделить кулачковые механизмы: с роликами, с плоской, цилиндрической сферической контактными поверхностями, а также остроконечные со сферами малого радиуса.

По виду замыкания звеньев в кулачковой паре можно выделить следующие виды кулачковых механизмов:

– механизмы с геометрическим замыканием, в таких механизмах постоянное соприкосновение звеньев обеспечивается выполнением паза;

– механизмы с силовым замыканием, которое осуществляется чаще всего с помощью пружин.

Схемы перечисленных механизмов приведены в [3].

Общее число возможных сочетаний различных видов кулачков, выходных звеньев, форм контактных поверхностей, замыканий звеньев достаточно велико. Выбор наиболее рационального сочетания – конструкторская задача.

Соприкосновение звеньев в кулачковой паре происходит в точке или по линии, поэтому она является высшей кинематической парой 1 или 2 класса.

Выделим основные этапы проектирования кулачковых механизмов.

1) Выбор вида механизма. Определяющими при этом являются конструктивные соображения. Например, учитывается необходимость определенного движения выходного звена – вращательное, поступательное, сложное.

2) Выбор закона движения выходного звена. Это важный этап в проектировании кулачкового механизма. Закон должен удовлетворять требованиям технологического процесса, для выполнения которого проектируется кулачковый механизм.

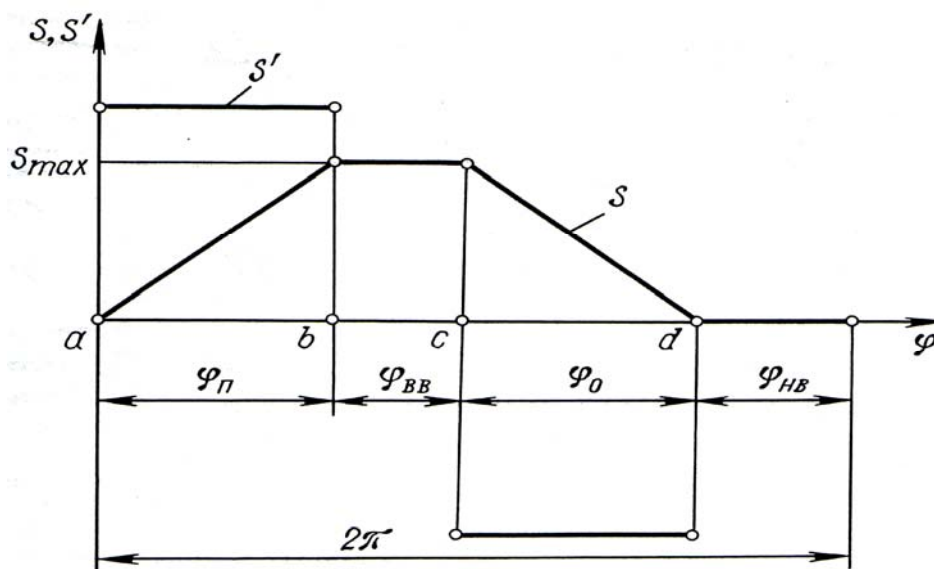


Рис. 2.3. Законы движения толкателя

3) Определение основных размеров.

4) Определение координат элемента высшей пары на кулачке, т. е. кривой, называемой для плоских кулачков профилем.

5) Расчет звеньев высшей пары и их элементов на прочность.

Ниже рассмотрим второй этап проектирования для кулачкового механизма с толкателем.

На рис. 2.3 изображена диаграмма $S(\varphi)$, связывающая перемещение S толкателя и угол φ поворота кулачка. Эта диаграмма имеет четыре характерные фазы: φ_{Π} – фаза подъема, в пределах которой толкатель удаляется от центра кулачка; $\varphi_{ВВ}$ – фаза верхнего выстоя, в пределах которой толкатель неподвижен; φ_{O} – фаза опускания, в пределах которой толкатель приближается к центру кулачка; $\varphi_{НВ}$ – фаза нижнего выстоя, в пределах которой толкатель неподвижен.

Как видно из диаграммы

$$\varphi_{\Pi} + \varphi_{ВВ} + \varphi_{O} + \varphi_{НВ} = 2\pi.$$

Величины этих фаз определяются тем технологическим процессом, для которого предназначен кулачковый механизм.

Рассмотрим линейный закон $S(\varphi)$. В этом случае диаграмма для аналога скорости толкателя $S'(\varphi)$ будет иметь прямолинейные отрезки, т.е. при равномерном вращении кулачка скорость толкателя на фазах подъема и опускания постоянна. Следовательно, ускорение толкателя в этих фазах равно нулю, за исключением точек a, b, c, d , где функция $S'(\varphi)$ имеет разрывы. В этих точках теоретически ускорения толкателя равны бесконечности, следовательно, и силы, действующие на звенья, имеют характер жестких ударов. Для устранения ударов необходимо сглаживать угловые точки диаграммы $S(\varphi)$ с тем, чтобы избегать скачков скорости в точках a, b, c, d .

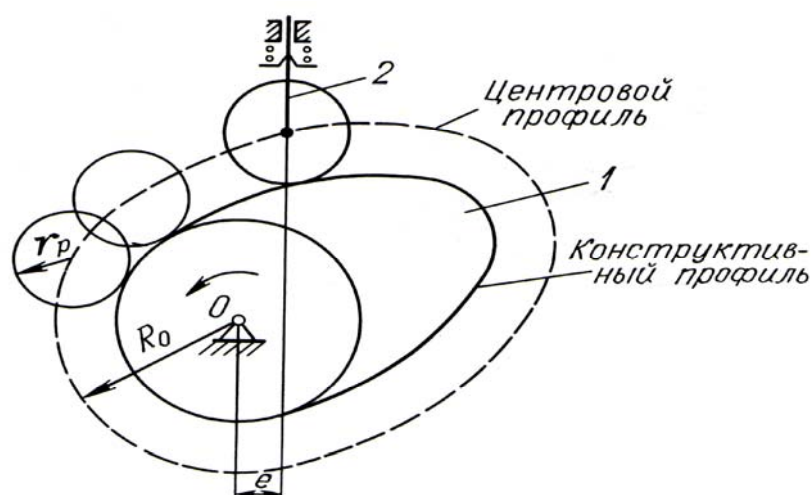
В учебном пособии [3] рассмотрены косинусоидальный и синусоидальный законы аналога ускорения толкателя. Следует уяснить, почему один

из них называют законом движения с мягкими ударами, а другой – безударным.

Определение основных размеров кулачкового механизма. Для кулачковых механизмов, выходные звенья которых снабжены роликами, выделяют центровой и конструктивный (действительный) профили (см. рис. 2.4). Под центровым профилем понимают траекторию центра ролика выходного звена. Конструктивный профиль – это профиль самого кулачка.

К основным размерам относят: R_0 – начальный радиус кулачка (наименьший радиус центрального профиля); e – смещение толкателя; l_0 – межосевое расстояние для кулачковых механизмов с коромыслом.

Основные размеры определяются из кинематических, динамических, конструктивных условий. При этом механизм должен обладать наименьшими габаритами. Кинематические условия определяются заданным законом движения. Конструктивные условия определяются из требований прочности отдельных звеньев механизма. Динамические условия связаны с правильным выбором угла давления в кулачковом механизме. Методика определения основных размеров из условия ограничения максимального угла давления рассмотрена в учеб-



ном пособия [3].

Рис. 2.4. Профили кулачка

Определение координат профиля кулачка. Координаты центрального профиля обычно задают в полярной системе координат в виде зависимости $R = R(\beta)$, где R – текущий радиус профиля кулачка, β – профильный угол. Эта зависимость определяется выбранными основными размерами и законом движения толкателя [3].

При обработке профиля кулачка часто принимают радиус режущего инструмента (фрезы или шлифовального круга) равным радиусу ролика r_p . Тогда достаточно знать координаты центрального профиля. Величину радиуса ролика обычно выбирают из диапазона $(0,3 \dots 0,4) R_0$.

Вопросы для самопроверки

1. Нарисуйте схемы основных типов кулачковых механизмов.
2. Перечислите основные этапы проектирования кулачковых механизмов.
3. При каких законах движения выходного звена возникают мягкие и жесткие удары?
4. Что такое угол давления?
5. Как влияет величина максимального угла давления на условия передачи сил в механизме и его габариты?
6. Зачем вводят смещение толкателя?
7. Что такое конструктивный и центральный профили кулачка?
8. Как выбрать радиус ролика выходного звена?
9. Какого класса кулачковая кинематическая пара?
10. Что такое профильный угол и в каких случаях профильные углы совпадают с углами поворота кулачка?

2.3. Зубчатые передачи

Вопросы, изучаемые в этой теме:

- виды зубчатых передач;
- основная теорема зацепления, эвольвентное зацепление;

- цилиндрическая эвольвентная передача;
- качественные показатели эвольвентных передач;
- нарезание зубчатых колес;
- передаточные отношения трехзвенных и многозвенных передач.

Передачами называют механизмы, звенья которых преобразуют вращательные движения с заданным отношением угловых скоростей.

При передаче вращения от одного звена к другому происходит изменение величины и направления угловой скорости, а также величины вращающегося момента.

Передача непрерывного вращения от одного звена к другому осуществляется с помощью зубчатых механизмов.

Виды зубчатых передач. Зубчатые передачи по геометрическому признаку разделяют на плоские и пространственные. В плоской передаче ее звенья совершают движение в одной или нескольких параллельных плоскостях и оси вращения звеньев параллельны, а в пространственной передаче оси вращения звеньев пересекаются или перекрещиваются.

Цилиндрическая передача. Оси вращения звеньев параллельны. Эта передача может быть выполнена с внешним зацеплением зубчатых колес, с внутренним и реечным.

Коническая зубчатая передача. Оси вращения звеньев пересекаются.

Гиперболоидные зубчатые передачи. Оси вращения звеньев перекрещиваются. К этим передачам относятся винтовые зубчатые передачи, червячные, гипоидные.

Соединение зубчатых колес представляет собой высшую кинематическую пару 1 или 2 классов.

Схемы перечисленных передач приведены в учебном пособии [3].

Взаимодействующие поверхности звеньев высшей пары, которые обеспечивают заданный закон их относительного движения, называются сопряженными поверхностями. В передачах необходимо обеспечить не-

прерывное движение в одном направлении. Это возможно при наличии последовательно взаимодействующих пар сопряженных поверхностей, которые представляют собой поверхности зубьев колес. Для выбора сопряженных поверхностей используется **основная теорема зацепления**.

Сопряженные поверхности 1, 2 (рис. 2.5, а) выбраны так, чтобы в любой точке их контакта общая нормаль $n-n$ к ним была перпендикулярна вектору скорости $\vec{V}_{отн}$ точки контакта k .

В аналитическом виде условие основной теоремы зацепления записывается как условие перпендикулярности векторов:

$$\vec{V}_{отн} \cdot \vec{n} = 0,$$

где \vec{n} – единичный вектор (орт) общей нормали в точке контакта. Теорема доказывается от противного. Если общая нормаль $n-n$ к выбранным поверхностям не перпендикулярна скорости $\vec{V}_{отн}$, то должна появиться составляющая этой скорости, направленная по общей нормали. В этом случае происходит либо отрыв одной поверхности от другой, либо вдавливание, что нежелательно.

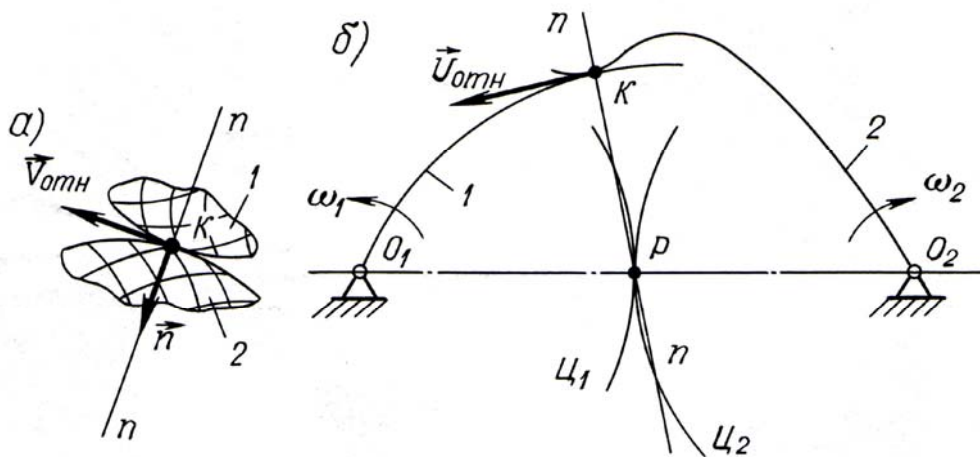


Рис. 2.5. Сопряженные профили

Для плоского зацепления вместо сопряженных поверхностей можно рассматривать сопряженные профили, т.е. кривые, получаемые в сечении сопряженных поверхностей плоскостью, параллельной плоскости движения.

Для плоского зацепления основная теорема зацепления может быть сформулирована так: нормаль в точке контакта профилей 1, 2 (рис. 2.5, б) делит линию центров O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям ω_1, ω_2 .

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{|O_2P|}{|O_1P|}.$$

Отношение угловых скоростей звеньев u_{12} называют передаточным отношением.

Точка P является мгновенным центром вращения в относительном движении звеньев 1, 2.

В теории зацепления эта точка называется полюсом зацепления. Геометрически места точек на звеньях 1, 2, которые при движении звеньев совпадают с полюсом P , образуют центроиды C_1, C_2 . Отрезки $|O_1P| = r_{w_1}$ и $|O_2P| = r_{w_2}$ являются радиусами центроид.

Знак «плюс», если полюс P лежит вне межосевого расстояния O_1O_2 . В этом случае звенья вращаются в одну сторону. Знак «минус», – если полюс P лежит внутри межосевого расстояния. В этом случае звенья вращаются в разные стороны.

Для зубчатых передач необходимо обеспечить постоянство передаточного отношения u_{12} . Следовательно, полюс зацепления P должен занимать неизменное положение на линии центров O_1O_2 . В этом случае центроиды будут иметь форму окружностей. Выполнение этих требований обеспечивается эвольвентными профилями зубьев.

Эвольвентное зацепление было предложено Л. Эйлером. Профили зубьев очерчиваются по эвольвентам окружностей. Слово «эвольвента» означает «развертка». Свойства эвольвентного зацепления рассмотрены в рекомендованной литературе [1], [3]. Одно из важных свойств: при изменении межосевого расстояния передаточное отношение не изменяется.

При изучении этого вопроса следует уяснить следующие понятия: основная окружность, производящая прямая, начальные окружности, линия зацепления, полюс зацепления, угол зацепления.

Основные геометрические параметры **цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса** определяются через модуль m

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p – окружной шаг [3].

Для окружности, называемой делительной, модуль m выбирается из ряда рациональных чисел от 0,05 до 100 мм (ГОСТ 9563-60).

Диаметр делительной окружности $d = mz$; высота головки зуба $h_\alpha = m$; высота ножки зуба $h_f = 1,25m$; общая высота зуба $h = 2,25m$; толщина зуба по делительной окружности $S = 0,5m$. Диаметр окружности выступов $d_\alpha = m(z + 2)$, диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2,5)$.

Качественные показатели зубчатых передач. Коэффициент перекрытия ε_α является одним из важных качественных показателей зубчатой передачи. Он учитывает непрерывность зацепления в передаче. Величина ε_α определяется зависимостью

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau,$$

где φ_α – угол перекрытия; τ – угловой шаг.

Угол перекрытия – это угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацеплении до выхода его из зацепления.

Угловой шаг $\tau = 2\pi/z$ равен угловому расстоянию между смежными зубьями.

Условие непрерывности зацепления: $\varepsilon_\alpha > 1$. В этом случае каждая последующая пара зубьев успеет войти в зацепление еще до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

Нарезание зубчатых колес. Зубчатые колеса с эвольвентным профилем нарезают на специальных зуборезных станках методом копирования и огибания (обкатки).

Первый метод состоит в том, что зубчатое колесо нарезают дисковой фрезой, режущая кромка которой имеет очертания впадины между зубьями. Фреза за один ход прорезает одну впадину между зубьями. Затем она возвращается в исходное положение и заготовка поворачивается на угловой шаг τ . Метод малопроизводителен и требует большого набора режущего инструмента.

При методе обкатки режущему инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, которое воспроизводит процесс зацепления. Это зацепление называют станочным. При этом методе режущий инструмент должен быть изготовлен в виде колеса или рейки. Таким инструментом может быть червячная фреза, долбяк, гребенка.

Метод обкатки более производителен. Он позволяет одним и тем же инструментом нарезать колеса с разным числом зубьев.

При выполнении лабораторной работы №4 студенты знакомятся с процессом нарезания зубьев цилиндрических прямозубых колес по методу обкатки, а также с возможным подрезанием зубьев в процессе их изготовления.

Передаточное отношение для плоских трехзвенных передач можно определить с помощью выражения

$$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1, z_2 – числа зубьев колес 1 и 2.

Знак минус в этом выражении принимается при внешнем зацеплении, направления вращения колес не совпадают; знак плюс – при внутреннем зацеплении, направления вращения колес совпадают.

Передаточное отношение **пространственных передач** всегда положительно. Коническая передача $u_{12} = z_2 / z_1$. Передаточное отношение червячной

передачи можно определить с помощью такого же выражения, но в котором z_1 – число заходов червяка.

Передаточное отношение, которое можно осуществить одной парой зубчатых колес, невелико. Поэтому часто применяют многоступенчатые передачи, состоящие из нескольких пар колес. Такие передачи представляют собой параллельное, последовательное или смешанное соединение трехзвенных зубчатых передач.

На рис. 2.6, а показана схема плоской многозвенной передачи с параллельными рядами колес. Например, звено 2 имеет параллельно расположенные колеса z_2 и z_3 , и т.д. Передаточное отношение такой передачи равно

$$u_{1n+1} = u_{12} \cdot u_{23} \cdots u_{n n+1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdots \frac{\omega_n}{\omega_{n+1}} = \frac{\omega_1}{\omega_{n+1}} = (-1)^k \frac{z_2 \cdot z_4 \cdots z_{2n}}{z_1 \cdot z_3 \cdots z_{2n-1}},$$

где k – число внешних зацеплений.

Для передачи вращательного движения между двумя осями, находящимися на значительном расстоянии, используют многозвенные передачи с промежуточными колесами (последовательное соединение) рис. 2.6, б).

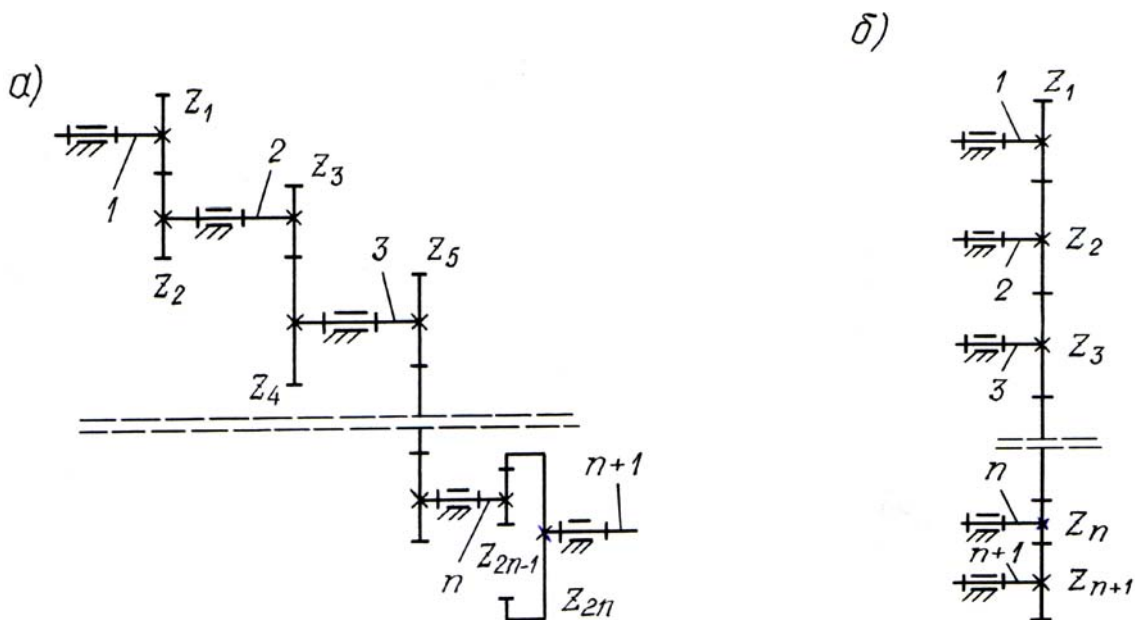


Рис. 2.6. Плоские многозвенные передачи

Передаточное отношение такой передачи равно

$$u_{1\ n+1} = (-1)^k \frac{z_{n+1}}{z_1}.$$

Промежуточные колеса в рассматриваемом случае не влияют на величину передаточного отношения, но влияют на его знак (в механизмах реверса). Такие колеса иногда называются паразитными.

Если $|u_{1\ n+1}| > 1$, то такая передача называется понижающей, а устройства на основе этих передач называют редукторами.

Если $|u_{1\ n+1}| < 1$, то такая передача называется повышающей, а устройства на основе этих передач называют мультипликаторами.

Если редуктор или мультипликатор реализуют только одно передаточное отношение, то коробка передач представляет собой устройство, передаточное отношение которого можно изменять. Коробками передач снабжаются те машины, рабочие органы которых должны вращаться с различными скоростями.

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите схемы основных видов зубчатых передач.
2. Сформулируйте основную теорему зацепления.
3. Что такое передаточное отношение?
4. Постройте эвольвенту окружности.
5. Определите следующие понятия: полюс зацепления, угол зацепления, линия зацепления, начальные окружности.
6. Что такое модуль зацепления?
7. Как определить диаметр делительной окружности?
8. Сформулируйте основные свойства эвольвентного зацепления.
9. Перечислите качественные показатели эвольвентных передач.
10. Как избежать подрезания зуба?
11. Что такое нулевое зубчатое колесо?
12. Какая передача называется понижающей, повышающей?

13. Что такое редуктор, мультипликатор, коробка передач?

14. Как определить передаточное отношение конической, червячной передач?

2.4. Планетарные зубчатые передачи

В этой теме изучаются вопросы:

- основные виды планетарных передач;
- кинематический анализ;
- зубчатые дифференциалы, планетарные коробки передач, замкнутые дифференциальные передачи;
- условия, используемые при подборе чисел зубьев.

Планетарной зубчатой передачей называется передача, имеющая зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями вращения.

На рис. 2.7, а, б изображена планетарная передача. Звено 1 – центральное зубчатое колесо (солнечное). Звено 2 – сателлит (спутник), звено, имеющее подвижную геометрическую ось вращения. Сателлит совершает сложное движение: он вращается вокруг своей оси и вместе с осью вращается вокруг центрального (солнечного) колеса 1. Звено $H(3)$ – водило, на нем закреплена ось сателлита.

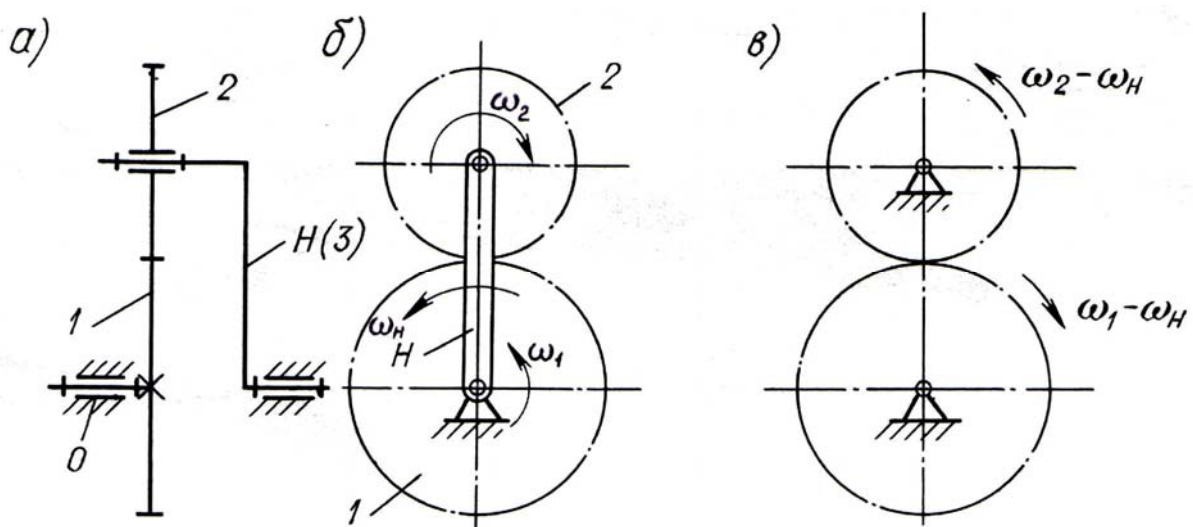


Рис. 2.7. Планетарная передача

Можно выделить следующие основные виды планетарных передач. Дифференциальные планетарные передачи (зубчатые дифференциалы). У этих передач все центральные колеса подвижны. Зубчатые дифференциалы имеют число степеней свободы $W \geq 2$.

Простые планетарные передачи. У этих передач одно из центральных колес неподвижно (при $W = 2$ у исходного дифференциала).

Замкнутые дифференциальные планетарные передачи (замкнутые дифференциалы). У этих передач два звена с неподвижными геометрическими осями вращения соединены дополнительной (замыкающей) передачей.

Основная задача кинематического анализа планетарной передачи – определение угловых скоростей звеньев и передаточных отношений. Аналитический метод решения задачи основан на способе обращения движения. Рассмотрим этот способ на примере планетарной передачи, изображенной на рис. 2.7, б. Пусть угловые скорости звеньев равны $\omega_1, \omega_2, \omega_H$. Сообщим всем звеньям дополнительную скорость, равную по величине и противоположную по направлению угловой скорости ω_H водила. Тогда угловая скорость звена 1 равна $\omega_1 - \omega_H$, звена 2 – $(\omega_2 - \omega_H)$, а водило станет неподвижным. Следовательно, передача из планетарной обращается в зубчатую с неподвижными геометрическими осями зубчатых колес (обращенная передача) (рис. 2.7, в).

Передаточное отношение обращенной передачи

$$u_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}.$$

Верхний индекс в обозначении передаточного отношения указывает неподвижное звено. В данном примере это водило H .

Рассматривая более сложные примеры, можно получить формулу для передаточного отношения в обращенном движении в общем виде:

$$u_{ij}^H = \frac{\omega_i - \omega_H}{\omega_j - \omega_H}.$$

Это выражение называют формулой Виллиса. Использование этой формулы для решения задач кинематического анализа простых планетарных передач, зубчатых дифференциалов, планетарных коробок передач, замкнутых дифференциалов показано в учебном пособии [3].

Задача №4 контрольной работы связана с кинематическим анализом планетарных коробок передач и замкнутых дифференциалов.

Графический метод кинематического анализа сводится к построению треугольников распределения линейных скоростей звеньев и лучевой диаграммы угловых скоростей. Он подробно рассмотрен в [1], [3].

При подборе чисел зубьев планетарных передач следует учесть пять условий. Перечислим их.

Обеспечение заданного передаточного отношения.

Условия отсутствия подреза ножки зуба. Для нулевых колес с внешними зубьями $z \geq z_{\min} = 17$; с внутренними $z \geq z_{\min} = 85$.

Условия соосности, заключающееся в том, что оси центральных колес и водила должны совпадать. Это обеспечивается определенным соотношением между диаметрами начальных окружностей соответствующих колес и, следовательно, между соответствующими числами зубьев.

Условие сборки, заключающееся в том, что при многосателлитной конструкции сборка нескольких сателлитов должна осуществляться при равных окружных шагах между ними.

Условия соседства, заключающиеся в том, что при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не должны задевать друг друга.

Зависимости, соответствующие последним трем условиям, определяются выбранной схемой планетарной передачи.

Следует учитывать особенности многосателлитных конструкций планетарных передач. Обычно в планетарных передачах для уменьшения нагрузок на зубья колес и из требований динамической уравновешенности механизма устанавливают не один, а несколько сателлитов. Планетарные передачи в мно-

госателлитном исполнении обладают значительно меньшими габаритами и массой по сравнению с передачами с неподвижными осями колес. Однако установка дополнительных сателлитов вызывает появление избыточных связей в механизме.

Отметим области применения, достоинства и недостатки планетарных передач.

Рассмотренные планетарные передачи имеют широкие области применения в следующих случаях: в схемах редукторов и мультипликаторов при ограниченных габаритах и массах передач и при очень больших передаточных отношениях; в механизмах дифференциалов, применяемых в станках, автомобилях; в коробках передач для ступенчатого и бесступенчатого регулирования скорости выходных звеньев.

Основное достоинство – малые габариты и масса. Оно объясняется следующими причинами: распределением нагрузки между несколькими сателлитами, благодаря чему нагрузки на зубья могут быть уменьшены в несколько раз; большим передаточным отношением, что часто позволяет не прибегать к сложным многоступенчатым передачам; широким применением передач с внутренним зацеплением, обладающим более высокой нагрузочной способностью; в связи с меньшими размерами зубчатые колеса допускают термическую обработку до более высокой твердости, что также в свою очередь способствует уменьшению габаритов передач.

Планетарные передачи работают с меньшим шумом. Это объясняется тем, что внутреннее зацепление обеспечивает более плавную работу, а также уравновешенностью сил в механизме и передачей меньших сил на корпус.

Недостатки планетарных передач связаны с изготовлением и монтажом. Они требуют повышенной точности изготовления и сложны в сборке.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение планетарной передачи.
2. Дайте названия звеньев планетарной передачи.

3. Назовите основные виды планетарных передач.
4. Напишите формулу Виллиса.
5. Нарисуйте схемы планетарных передач с отрицательным и положительным значениями передаточного отношения в обращенном движении.
6. Как на основе дифференциала с двумя степенями свободы образовать двухскоростную коробку передач?
7. Какие условия используются при подборе чисел зубьев планетарных передач?
8. Поясните смысл условий сборки и соседства.
9. Как графически определить передаточное отношение планетарной передачи?
10. Назовите основные достоинства и недостатки планетарных передач.

2.5. Механизмы с прерывистым движением выходного звена

В этой теме изучаются следующие вопросы:

- основные виды механизмов прерывистого действия;
- мальтийские механизмы;
- зубчатые и храповые механизмы;
- рычажные механизмы с квазиостановами.

При автоматизации рабочих процессов часто необходимо получить прерывистое движение выходного звена. Для этого применяют разные механизмы: мальтийские, храповые, зубчатые с неполными колесами, рычажные с квазиостановками.

Храповые механизмы применяют при малых скоростях вращения выходного звена, поскольку при увеличении скорости вращения возрастает уровень шума этих механизмов и уменьшается надежность вращения выходного звена при отсутствии тормозной системы.

Большее распространение получили мальтийские механизмы. Название этого механизма возникло из-за сходства прерывисто вращающегося звена с крестообразным знаком средневекового рыцарского ордена, основанного на острове Мальта.

Анализ и синтез мальтийских механизмов рассмотрен в учебном пособии [3].

Храповые и зубчатые механизмы, рычажные механизмы с квазиостановками исследуются в [1], [7].

Вопросы для самопроверки

1. Изобразите схемы храпового, мальтийского механизмов.
2. Укажите недостатки храповых, мальтийских механизмов.
3. Чему равно наименьшее число пазов на диске мальтийского механизма?
4. Изобразите схему механизма с квазиостановками.
5. Назовите конструктивный недостаток рычажного механизма с квазиостановками.

Раздел 3. Динамика машин и механизмов

Третий раздел включает шесть тем: «Исследование движения машин с жесткими звеньями», «Исследования движения машин с упругими звеньями», «Силовой анализ механизмов», «Уравновешивание механизмов», «Виброактивность и виброзащита машин», «Трение в механизмах».

После изучения каждой из тем следует ответить на вопросы для самопроверки. Работа над разделом завершается контрольным тестом.

Если возникают затруднения в ответе на какой-либо вопрос, следует обратиться к глоссарию или к учебному пособию [2].

По тематике раздела предусмотрено выполнение завершающей части курсового проекта: динамическое исследование машины в установившемся режиме и силовой расчет КПМ.

3.1. Исследование движения машин с жесткими звеньями

Вопросы, изучаемые в этой теме:

- силы, действующие в машине;
- динамическая модель механической системы;
- динамическая модель двигателя;

- уравнения движения машины;
- решения уравнений движения (задача динамического анализа);
- уменьшение периодических колебаний скорости машины в установившемся режиме (задача динамического синтеза);
- динамика электропривода, гидропривода, пневмопривода; выбор привода.

Выделим две группы сил, действующих в машине. Первая группа связана с двигателем. В зависимости от типа двигателя его выходное звено совершает вращательное (роторный двигатель: электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания) или возвратно-поступательное движение (линейный двигатель: пневмодвигатель, гидродвигатель). Соответственно входному звену механической системы двигатель сообщает момент M_d сил движущих (пару сил) или силу F_d движущую.

Механическая система преобразует движение выходного звена двигателя в требуемые движения исполнительных органов машины. Будем рассматривать механические системы с одной степенью свободы.

В общем случае механическая система включает передаточные механизмы, исполнительные механизмы и механизмы двигателя.

Вторая группа сил связана с исполнительным механизмом, который непосредственно выполняет требуемую технологическую операцию. При выполнении рабочего процесса возникают силы (моменты сил), которые будем называть силами (моментами сил) полезного или производственного сопротивления $F_{сп} (M_{сп})$.

Динамическая модель механической системы с одной степенью свободы. Один из методов научного исследования – идеализация. Реальный объект заменяют идеализированным объектом (моделью). Вид модели зависит от задач исследования и определяется обоснованными допущениями.

В первой части курса были определены основные допущения. Напомним их.

1. Звенья считаем абсолютно твердыми телами.
2. Соединения звеньев идеальны (нет зазоров, упругого контакта звеньев, трения на поверхности контакта).

Задача, решаемая в этом разделе – определение закона движения машины. На первый взгляд для машины, состоящей из множества звеньев, это очень сложная задача. Однако, в механизме, имеющем одну степень свободы, координаты всех его материальных точек являются функциями одной переменной – обобщенной координаты. Для принятой модели механизма с жесткими звеньями число степеней свободы совпадает с числом степеней подвижности, то есть с числом входов.

Звено, к которому приписывается обобщенная координата, называется начальным. Определив закон движения начального звена, можно с помощью кинематических передаточных функций [3] установить законы движения остальных звеньев механизма.

На законы движения оказывают влияние силы, действующие на звенья, и величины масс и моментов инерции звеньев. Все силы и пары сил, действующие на звенья механизма, заменим обобщенной силой (приведенной силой $F^{пр}$, приведенным моментом $M^{пр}$), приложенной к начальному звену. Все массы и моменты инерции звеньев заменим некоторой приведенной инерционной характеристикой (приведенной массой $m^{пр}$, приведенным моментом инерции $I^{пр}$), которую припишем начальному звену. Поэтому начальное звено при решении поставленной задачи динамики называется звеном приведения.

Таким образом, динамическую модель механической системы с одной степенью свободы любой структуры можно представить в виде вращающегося (рис. 3.1, а) или поступательно перемещающегося (рис. 3.1, б) звена приведения.

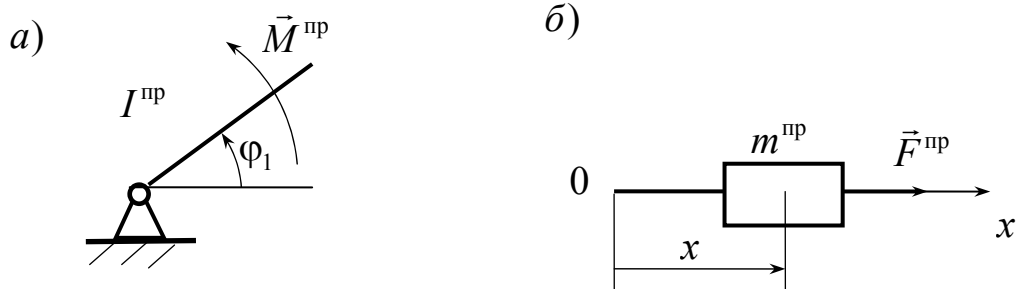


Рис. 3.1. Динамические модели механической системы

Приведенная инерционная характеристика определяется на основе равенства $\sum_{i=1}^n T_i = T$, где левая часть равенства является суммой кинетических энергий n подвижных звеньев механизма, а правая часть – кинетическая энергия звена приведения. Для модели по рис. 3.1, а $T = \frac{1}{2} I^{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}^2$, где $\omega_{\text{пр}}$ – угловая скорость звена приведения.

В общем случае $I^{\text{пр}}$ является периодической функцией обобщенной координаты. Для механизмов с постоянными передаточными отношениями (например, для зубчатых передач) $I^{\text{пр}}$ будет величиной постоянной.

Обобщенная (приведенная) сила определяется из равенства

$$\sum_{j=1}^k N_j = N^{\text{пр}},$$

где $\sum_{j=1}^k N_j$ – сумма мощностей всех внешних сил, действующих на механизм; $N^{\text{пр}}$ – мощность обобщенной (приведенной) силы.

В общем случае

$$\sum_{j=1}^k N_j = \sum_{j=1}^k (F_j v_j \cos \alpha_j + M_j \omega_j) = M^{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{пр}},$$

где F_j , M_j – сила и вращающий момент, приложенные к j звену; v_j – скорость точки приложения силы F_j ; ω_j – угловая скорость j звена; α_j – угол, образованный вектором силы \vec{F}_j и вектором скорости \vec{v}_j .

Перед определением приведенных сил (моментов сил) и масс (моментов инерции) необходимо определить аналоги скоростей (передаточные отношения). Аналитические и графические методы определения аналогов скоростей рассмотрены в учебном пособии [3].

Полученные характеристики позволяют составить *уравнения движения механической системы (звена приведения)* в интегральной (энергетической) или дифференциальной формах.

Уравнение движения в интегральной форме можно составить на основе теоремы об изменении кинетической энергии материальной системы. Если звено приведения вращается, то это уравнение принимает вид

$$\frac{1}{2} I^{\text{пр}} \omega^2 - \frac{1}{2} I_0^{\text{пр}} \omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M^{\text{пр}} d\varphi,$$

где $I^{\text{пр}}$, ω_0 – приведенный момент инерции и угловая скорость звена приведения в начальном положении, соответствующем углу φ_0 поворота звена приведения.

Продифференцировав по φ это уравнение, после преобразований получим

$$I^{\text{пр}} \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI^{\text{пр}}}{d\varphi} = M^{\text{пр}}(\varphi, \dot{\varphi}, t).$$

Полученное уравнение является уравнением движения механической системы (звена приведения) в дифференциальной форме.

Это нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка относительно обобщенной координаты φ с переменными коэффициентами.

Явная зависимость $M^{\text{пр}}$ от t редко встречается в машинах, поэтому в дальнейшем будем рассматривать случай зависимости этих величин только от φ и $\dot{\varphi}$.

Динамическая модель двигателя. В выражениях для $M^{\text{пр}}$ и $F^{\text{пр}}$ выделим силы, создаваемые двигателем. В дальнейшем будем полагать, что звено приведения вращается. Для такого звена имеем

$$M^{\text{пр}} = M_{\text{д}}^{\text{пр}} + M_{\text{с}}^{\text{пр}},$$

где $M_{\text{д}}^{\text{пр}}$ – приведенный момент сил движущих; $M_{\text{с}}^{\text{пр}}$ – приведенный момент сил сопротивления.

В дальнейшем индекс «пр» будем опускать, полагая, что все массы, моменты инерции, силы, моменты сил приведены к начальному звену.

Динамическая модель двигателя определяется его механической характеристикой, устанавливающей связь между управляющим сигналом u , законом изменения обобщенной координаты φ и приведенным моментом $M_{\text{д}}$.

Различают следующие виды механических характеристик двигателей.

Идеальная кинематическая характеристика. Угловая скорость $\dot{\varphi}$ двигателя зависит только от величины управляющего сигнала u

$$\dot{\varphi} = \dot{\varphi}(u).$$

Идеальная характеристика соответствует случаю отсутствия нагрузки, поэтому ее часто называют характеристикой холостого хода.

Статическая характеристика. При работе машины под нагрузкой скорость двигателя зависит не только от управляющего сигнала u , но и от нагрузки $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}(u, M_d)$.

Эту зависимость разрешим относительно M_d

$$M_d = M_{дс}(u, \dot{\varphi}).$$

Электродвигатели постоянного тока с независимым возбуждением имеют линейные статические характеристики. При $u = \text{const}$ они имеют вид $M_{дс} = b - a\dot{\varphi}$, где a, b – некоторые постоянные.

В асинхронных электродвигателях и гидравлических двигателях статические характеристики нелинейны.

В ДВС M_d зависит не только от $\dot{\varphi}$, но и от положения механизма, т. е. от обобщенной координаты φ . Поэтому статическая характеристика представляется в форме

$$M_d = M_{дс}(u, \varphi, \dot{\varphi}).$$

Поскольку процессы, происходящие в ДВС, имеют циклический характер, то $M_{дс}$ является периодической функцией от φ . Период этой функции равен 2π для двухтактных двигателей и 4π для четырехтактных.

Таким образом, последнее выражение будет наиболее общим видом статической характеристики двигателя.

Статические характеристики отражают свойства двигателя, когда параметры $u, \dot{\varphi}, M_d$ постоянны или изменяются медленно.

Динамическая характеристика. Иногда приходится учитывать инерционность процессов, происходящих в самом двигателе, например, при переходе с одного режима на другой при резком изменении нагрузки. Инерционность определяется электромагнитными процессами в электродвигателе; сжимаемость жидкости в гидродвигателе и т.п.

Эта инерционность учитывается так называемой постоянной времени двигателя τ_d . Его характеристика приобретает вид

$$M_{дс} = \tau_d \dot{M}_d + M_d.$$

Характеристики сил полезного или производственного сопротивления определяются теми рабочими процессами, для выполнения которых и предназначается машина, механизм.

Во многих случаях силы полезного сопротивления являются функциями координат и скоростей $M_c = M_c(\varphi, \dot{\varphi})$ или только скоростей. Например, момент на валу электрического генератора постоянного тока в установившемся режиме зависит только от угловой скорости ротора.

К силам непроизводительных сопротивлений, или силам вредных сопротивлений, относятся силы трения в кинематических парах. При их учете решение задач динамического анализа существенно усложняется. Связи в кинематических парах становятся неидеальными. Во многих случаях силы трения могут считаться малыми по сравнению с реакциями идеальных кинематических пар.

В выражение для сил сопротивления входят постоянные по величине силы тяжести звеньев. При приведении эти силы умножаются на кинематические передаточные функции. Поэтому в общем случае приведенные моменты от сил тяжести являются функциями обобщенной координаты φ .

Для получения уравнений движения машины необходимо дополнить уравнение движения механической системы одной из характеристик двигателя. В случае статической и динамической характеристик двигателя чаще всего можно найти лишь частные решения полученных уравнений движения. Эти решения будут определяться характерными режимами работы машины и видом функций I , M_d , M_c . Рассмотрим характерные режимы работы машины.

Режимы работы машины: установившееся движение, разгон, выбег.

Установившееся движение – движение, при котором кинетическая энергия машины постоянна или является периодической функцией времени. Для этого режима справедливо уравнение энергетического баланса

$$A = A_d + A_c = 0,$$

где A_d , A_c – работа соответственно приведенной силы движущей и приведенной

силы сопротивления за период движения.

Разгон машины (разбег, пуск). $A > 0$.

В процессе разбега происходит переход машины от состояния покоя к установившемуся движению.

Выбег (торможение). Переход от установившегося движения к состоянию покоя. Обычно на этом режиме силы движущие равны нулю. Кроме того, вводится тормозной момент, направленный против движения.

Процесс изменения нагрузки. Машина переходит от одного установившегося режима к другому при изменении нагрузки.

С помощью полученных уравнений исследуем движение машины при постоянном и переменном приведенном моменте инерции и приведенном моменте сил, зависящем от скорости и от положения механизма для различных режимов работы.

Приведенный момент инерции постоянен, приведенный момент сил зависит от скорости.

Исследуем движение машины с учетом статической характеристики двигателя. В этом случае уравнение движения принимает вид

$$I \ddot{\phi} = M(\dot{\phi}).$$

Установившееся движение. Поскольку угловое ускорение $\ddot{\phi}$ при установившемся движении равно нулю, то из последнего уравнения имеем

$$M(\dot{\phi}) = M_d(\dot{\phi}) + M_c(\dot{\phi}) = 0.$$

Решая это уравнение, определяем скорость установившегося движения.

Это уравнение может быть линейным и нелинейным. Например, при использовании асинхронных электродвигателей. В этом случае необходимо выделить устойчивые решения. Пример, поясняющий подобную ситуацию приведен в учебном пособии [2].

После определения скорости установившегося движения можно определить величину момента M_d сил движущих при установившемся движении.

Рассмотренный режим называют равномерным установившимся движением, так как угловая скорость звена приведения все время постоянна и уравнение $A = 0$ справедливо для любого его перемещения.

Переходные процессы (разгон, торможение). Поскольку $\dot{\phi} = \omega$, то в рассматриваемом случае уравнение движения сводится к уравнению первого порядка относительно ω с разделяющимися переменными $I \frac{d\omega}{M(\omega)} = dt$, которое интегрируется в квадратурах

$$I \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{M(\omega)} = \int_{t_0}^t dt.$$

Исследуем процесс неуправляемого разгона, при котором управляющий сигнал остается постоянным. Начальные условия $t_0 = 0$; $\omega_0 = 0$. При определении времени t_p разгона из получим

$$t_p = I \int_0^{\omega_y} \frac{d\omega}{M(\omega)},$$

где ω_y – скорость установившегося движения.

Из полученного выражения следует:

1) для уменьшения времени разгона необходимо уменьшить I , например, выполнить звенья более легкими;

2) поскольку $M(\omega_y) = 0$, то интеграл в большинстве случаев оказывается расходящимся. Следовательно, теоретически время достижения точного значения скорости установившегося движения бесконечно велико. Поэтому обычно принимают за время разгона время достижения значения скорости $(0,95 - 0,99)\omega_y$.

Рассмотрим пример. Машина состоит из электродвигателя, передаточного и исполнительного механизмов. Электродвигатель имеет статическую характеристику вида $M_{дс} = a - b\omega_d$, где ω_d – угловая скорость ротора двигателя. Момент инерции ротора двигателя равен I_d . Передаточным механизмом является редуктор с передаточным отношением u_p , а исполнительным – механизм только с вращающимися звеньями, например, барабан. Момент инерции барабана равен I_b . Приведенный к барабану момент инерции вращающихся звеньев редуктора равен $I_{вр}$. Момент сил сопротивления, приложенный к барабану, постоянен и равен M_c .

Определим время t_p разгона до $\omega_d = 0,99\omega_y$.

Приведенный к ротору двигателя момент инерции равен

$$I = I_d + (I_b + I_{вр}) \frac{1}{u_p^2}.$$

Отметим, что поскольку $u_p = \text{const}$, то приведенный момент инерции в этом примере величина постоянная.

Приведем заданные моменты сил к ротору двигателя. При этом учтем, что мощность момента силы сопротивления, приложенного к барабану, отрицательна. Тогда

$$M = M_d - M_c \frac{1}{u_p}.$$

С учетом статической характеристики двигателя приведенный момент M можно представить в виде

$$M = A\omega_d + B,$$

где $A = -b$; $B = a - M_c \frac{1}{u_p}$.

Скорость ω_y установившегося движения определится из равенства

$$A\omega_y + B = 0.$$

Время t_p разгона до $\omega_d = 0,99\omega_y$ равно

$$t_p = I \int_0^{0,99\omega_y} \frac{d\omega}{A\omega + B} = \frac{I}{A} \ln \left| \omega + \frac{B}{A} \right|_0^{0,99\omega_y} = \frac{I}{A} \ln \left| \frac{0,99\omega_y - \omega_y}{-\omega_y} \right| \cong 4,6 \frac{I}{b}.$$

Отношение $I/b = \tau_m$ имеет размерность времени и называется механической постоянной машины. Эта величина определяет время переходного процесса. Для уменьшения времени разгона можно не только уменьшать момент инерции I , но и увеличивать величину b , которая называется крутизной статической характеристики, путем выбора соответствующего двигателя с более жесткой характеристикой.

Учет динамической характеристики двигателя в переходных процессах приводит к системе двух уравнений: уравнению движения звена приведения и уравнению динамической характеристики двигателя.

$$I\ddot{\phi} = M_d + M_c; \quad \tau_d \dot{M}_d + M_d = M_{ds}.$$

Если рассматривать линейную характеристику двигателя $M_{ds} = a - b\omega_d$, и считать $M_c = \text{const}$, то эту систему можно свести к одному уравнению третьего порядка относительно ϕ или второго порядка относительно $\dot{\phi} = \omega$

$$\tau_d \tau_m \ddot{\omega} + \tau_m \dot{\omega} + \omega = \frac{1}{b} (a + M_c).$$

Составив характеристическое уравнение

$$\tau_d \tau_m k^2 + \tau_m k + 1 = 0$$

и решая его, получим

$$k_{1,2} = \frac{-\tau_m \pm \sqrt{\tau_m^2 - 4\tau_d \tau_m}}{2\tau_d \tau_m}.$$

Из полученного выражения следует, что характер движения будет зависеть от соотношения между τ_d и τ_m .

Если $\tau_m > 4\tau_d$, то $k_{1,2}$ являются действительными и разными. В этом случае характер изменения угловой скорости в режиме разгона будет иметь одну из форм, показанных на рис. 3.2, а.

Если $\tau_m < 4\tau_d$, то корни характеристического уравнения будут комплексно сопряженными вида $k_{1,2} = \alpha + \beta_i$. В этом случае зависимость $\omega(t)$ будет иметь характер затухающих колебаний (рис. 3.2, б).

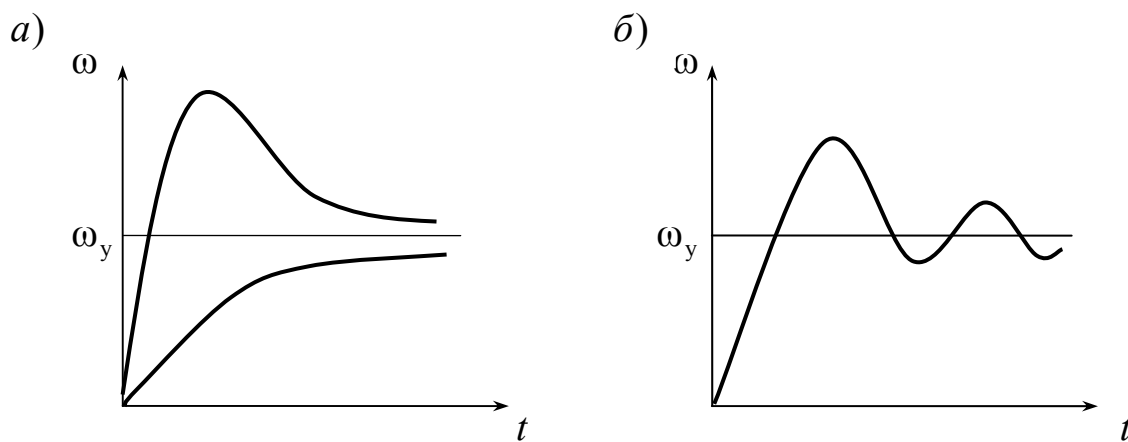


Рис. 3.2. Законы движения машины в режиме разгона

Приведенный момент инерции постоянен, приведенный момент сил зависит от положения механизма.

Следует отметить, что зависимость $M(\varphi)$ при $I = \text{const}$ чаще всего реализуется в пружинных механизмах, электромагнитных реле, для которых характерны переходные режимы. Пример динамического исследования подобных механизмов приведен в учебном пособии [2].

Приведенный момент инерции переменный, приведенный момент силы зависит от положения механизма. Этот случай весьма распространен. Например, это характерно для дизель-компрессоров, подъемных кранов с приводом от ДВС, различных устройств с пневмоприводом.

Следует отметить, что зависимость приведенного момента M от обобщенной координаты φ может определяться как характером сил движущих и сил сопротивления, приложенных к соответствующим звеньям, так и структурой механической системы.

При статической характеристике двигателя уравнение движения машины в дифференциальной форме имеет вид

$$I(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI}{d\varphi} = M(\varphi).$$

Если использовать уравнение движения в интегральной форме, то зависимость $\omega(\varphi)$ определится выражением

$$\omega(\varphi) = \left(\frac{2}{I} \int_{\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi + \frac{I_0}{I} \omega_0^2 \right)^{0,5}.$$

В большинстве случаев решение уравнений движения возможно только приближенными методами. Большинство из этих методов основано на энергетической форме уравнений движения [3] – [4].

Во многих технических задачах $M_d(\varphi)$, $M_c(\varphi)$ задаются в виде графиков. Поэтому разработаны методы графоаналитического решения уравнений движения.

Один из таких методов основан на построении диаграммы энергомасс $T(I)$, устанавливающей связь между кинетической энергией T и приведенным моментом инерции I . Зависимость $T(I)$ называют диаграммой Виттенбауэра по имени ученого, впервые рассмотревшего эту зависимость.

Важно отметить, что наличие периодических функций $M(\varphi)$, $I(\varphi)$ приводит к периодическим колебаниям скорости в установившемся режиме.

Приведенный момент инерции переменный, приведенный момент силы зависит от скорости и от положения механизма. Это наиболее общий случай. Действительно, даже если приложенные к соответствующим звеньям движущие силы и силы сопротивления зависят только от $\dot{\varphi}$, то при приведении

они умножаются на кинематические передаточные функции, которые в общем случае являются функциями обобщенной координаты φ .

При учете статической характеристики двигателя уравнение движения принимает вид

$$I(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{dI}{d\varphi} = M_{ds}(\varphi, \dot{\varphi}) + M_c(\varphi, \dot{\varphi}).$$

Исследуем установившееся движение. Как было отмечено, зависимость приведенного момента сил M и приведенного момента инерции I от угла φ приводит к периодическим колебаниям угловой скорости звена приведения в установившемся режиме. Для определения источников возмущений, вызывающих отклонения от заданного программного движения, преобразуем уравнение. При этом звеном приведения будем считать выходной вал двигателя.

Функции M_{ds} и M_c являются, как правило, периодическими функциями φ . Поэтому их можно разложить по φ в ряд Фурье и выделить в этих функциях средние значения M_{d0} и M_{c0}

$$M_{ds}(\varphi, \dot{\varphi}) = M_{d0}(\dot{\varphi}) + \tilde{M}_d(\varphi, \dot{\varphi});$$

$$M_c(\varphi, \dot{\varphi}) = M_{c0}(\dot{\varphi}) + \tilde{M}_c(\varphi, \dot{\varphi}),$$

где $\tilde{M}_d(\varphi, \dot{\varphi})$, $\tilde{M}_c(\varphi, \dot{\varphi})$ – переменные составляющие приведенных моментов соответственно сил движущих и сил сопротивления.

Приведенный момент инерции также является периодической функцией и может быть представлен аналогичным образом

$$I(\varphi) = I_0 + \tilde{I}(\varphi).$$

где I_0 , $\tilde{I}(\varphi)$ – соответственно постоянная и переменная части приведенного момента инерции.

Преобразуем уравнение движения таким образом, чтобы в правой части оказались все члены, явно зависящие от φ .

$$I_0\ddot{\varphi} - M_{d0}(\dot{\varphi}) - M_{c0}(\dot{\varphi}) = -\tilde{I}(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} I'(\varphi) + \tilde{M}_d(\varphi, \dot{\varphi}) + \tilde{M}_c(\varphi, \dot{\varphi}),$$

где $I'(\varphi) = \frac{dI}{d\varphi}$.

Если правую часть этого уравнения приравнять нулю, то получим уравнение, соответствующее частному случаю $I = \text{const}$, $M_d(\dot{\varphi})$, $M_c(\dot{\varphi})$. Из этого уравнения можно определить среднее значение $\omega_0 = \dot{\varphi}_0$ угловой скорости звена приведения. Очевидно, что это такое значение скорости, при котором средний момент движущих сил M_{d0} равен среднему моменту сил сопротивления M_{c0} : $M_{d0}(\omega_0) - M_{c0}(\omega_0) = 0$.

Слагаемые, стоящие в правой части уравнения движения, являются возмущениями, вызывающими отклонения угловой скорости звена приведения от среднего значения ω_0 . Появление этих возмущений связано с явной зависимостью приведенного момента инерции и приведенных моментов сил от φ .

Появление зависимости $\tilde{I}(\varphi)$ связано с использованием в машине рычажных механизмов. Поскольку передаточный механизм – это в большинстве случаев механизм только с вращающимися звеньями (редуктор, мультипликатор, коробка передач), то основной вклад в появление этого возмущения вносит исполнительный механизм.

Возмущение, связанное с появлением зависимости $\tilde{M}_d(\varphi, \dot{\varphi})$, характерно для ДВС. В технологических машинах (например, строгальных, долбежных станках), компрессорах неизбежно появятся возмущения $\tilde{M}_c(\varphi, \dot{\varphi})$.

Таким образом, при наличии такого рода периодических возмущений в машине устанавливается периодическое движение, при котором угловая скорость звена приведения колеблется около среднего значения ω_0 .

$$\dot{\varphi} = \omega = \omega_0 + \dot{\psi},$$

где $\dot{\psi}$ – динамическая ошибка закона движения по скорости.

Если полагать, что $|\dot{\psi}| \ll \omega_0$, то для определения динамической ошибки можно использовать метод последовательных приближений, предложенный для решения этой задачи М.З. Коловским и рассмотренный в учебном пособии [2].

Для количественной оценки периодических колебаний скорости используется коэффициент неравномерности вращения, равный

$$\delta = (\dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{\min}) / \omega_0.$$

Неравномерность вращения приводит к следующим отрицательным последствиям.

1. Создаются переменные моменты в передаточном механизме. В результате возникают дополнительные динамические нагрузки, которые могут оказывать существенное влияние на прочность деталей передачи.

2. Возникают дополнительные потери энергии в двигателе, которые при $\delta > 0,1$ могут составлять 1...3%.

3. Увеличивается динамическое воздействие машины на основание.

Уменьшение периодических колебаний угловой скорости машины в установившемся режиме. Для уменьшения влияния переменной составляющей $\tilde{I}(\varphi)$ приведенного момента инерции необходимо уменьшить массы звеньев, для которых кинематические передаточные функции (передаточные отношения) переменны. Например, для КПМ массы шатуна m_2 и ползуна m_3 должны быть как можно меньше.

Уменьшение переменных составляющих приведенных моментов сил полезного сопротивления может достигаться выравниванием этих сил по циклу за счет рациональной организации рабочего процесса, а также использованием разгрузителей – специальных механизмов, выравнивающих силы сопротивления.

Уменьшение переменных составляющих приведенного момента сил движущих достигается за счет конструкции двигателя. Например, в поршневых двигателях путем создания многоцилиндровых конструкций.

Для конкретной машины наиболее простым способом уменьшение колебаний скорости является увеличение постоянной составляющей приведенного

момента инерции I_0 . Например, путем установки на одно из вращающихся звеньев маховика.

Основное назначение маховика состоит в ограничении периодических колебаний угловой скорости в пределах, устанавливаемых величиной коэффициента неравномерности δ . Маховик выполняется, как правило, в виде диска с тяжелым ободом и устанавливается на одном из валов машины.

Маховик является аккумулятором кинетической энергии механизмов машины, накапливая ее во время ускоренного движения и отдавая обратно при замедленном движении. Это способствует ограничению колебаний скорости около среднего значения. Определение момента инерции маховика является одной из задач курсового проекта. Это **задача динамического синтеза**.

Для уменьшения массы маховика выгодно устанавливать его на звеньях с большими угловыми скоростями вращения.

Следует учитывать, что маховик может привести к увеличению динамических нагрузок в передаточном механизме, связывающем двигатель и исполнительный механизм. Например, это может произойти, если основным источником возмущений является исполнительный механизм, а маховик установлен на валу двигателя. Естественно, что компенсирующее воздействие надо прикладывать как можно ближе к источнику возмущений. Но, при больших передаточных отношениях установка маховика со стороны исполнительного механизма нецелесообразна. Получается очень большой маховик. Поэтому в таких механизмах компенсация возмущений, возникающих в исполнительном механизме, установкой маховика на валу двигателя может оказаться нежелательной из-за увеличения динамических нагрузок в передаточном механизме. Кроме того, следует учесть, что маховик увеличивает приведенный момент инерции. Это приводит к увеличению времени переходных процессов.

Регулирование неперiodических колебаний угловой скорости машины. Маховик, приведенный момент инерции которого постоянен, обеспечивает поддержание угловой скорости в интервале, соответствующем допустимой степени неравномерности δ при постоянном значении средней скорости

ω_0 . В действительности средняя скорость меняется. Ее колебания носят непериодический характер и связаны с изменением средних значений движущей силы или силы полезного сопротивления, нарушающим условие установившегося движения $A_d = A_c$ за цикл движения.

Для уменьшения отклонений от заданного программного движения машины вводят системы управления с обратными связями. Принцип обратной связи состоит в следующем. Измеряется отклонение параметров движения машины от заданных значений и в соответствии с этим корректируется управляющий сигнал. Например, изменяется интенсивность подачи носителя энергии (топлива, пара, сжатого воздуха, жидкости), который подводится к двигателю, и, таким образом, восстанавливается установившееся движение.

Динамика электропривода, пневмопривода, гидропривода, выбор привода подробно рассмотрены в [7].

Вопросы для самопроверки

1. Как определить приведенную инерционную характеристику и обобщенную силу?
2. Укажите виды механических характеристик двигателей.
3. Чем определяются характеристики сил полезного сопротивления?
4. Напишите уравнения движения механической системы машины с одной степенью свободы в энергетической и дифференциальной формах.
5. Напишите уравнения движения машины при учете динамической характеристики двигателя.
6. Какие режимы двигателя машины вы знаете?
7. Как определить скорость установившегося движения при постоянном приведенном моменте инерции и приведенном моменте силы, зависящим от скорости?
8. Укажите причины неравномерности движения машины в установившемся режиме.
9. Как уменьшить периодические колебания скорости машины в установившемся режиме?

10. В чем состоит основное назначение маховика?

11. Как количественно оценивают периодические колебания скорости в установившемся режиме?

3.2. Исследование движения машин с упругими звеньями

В этой теме рассматриваются вопросы:

- динамическая модель машины;
- приведение жесткостей упругих звеньев;
- уравнения движения машины.

В предыдущих главах принимали допущение о том, что все звенья абсолютно жесткие. В действительности звенья являются упругими. При передаче усилий они деформируются. Составление и решение уравнений при учете упругости звеньев усложняется, так как каждое упругое звено вносит дополнительные степени свободы. Поэтому в механизме с упругими звеньями число степеней свободы превышает число степеней подвижности. Задача может быть существенно упрощена, если упругости отдельных звеньев привести к одному звену. Обычно наиболее упругими являются звенья передаточного механизма. Эти звенья считаются безынерционными, так как их массы, как правило, незначительны по сравнению с массой звеньев исполнительного механизма. В этом случае, приведя упругости звеньев передаточного механизма к его входу, получим **динамическую модель машины**, состоящую из двигателя и исполнительного механизма, соединенных условным безынерционным упругим элементом.

Механизмы двигателя и исполнительный механизм по-прежнему рассматриваем как механизмы с жесткими звеньями, имеющими одну степень свободы.

Звенья передаточного механизма чаще всего совершают только вращательные движения, поэтому упругость характеризуют угловой жесткостью c_i :

$c_i = \frac{M_i}{\varphi_i}$, где M_i – момент, приложенный к i -му звену; φ_i – угловое перемещение (угол закручивания) i -го звена.

Приведение жесткостей упругих звеньев, составление и решение уравнений движения подробно рассмотрено в учебном пособии [2]. При изучении этих вопросов следует обратить внимание на возможность появления резонансных явлений, которые могут привести к появлению существенных динамических деформаций упругих элементов.

Это надо учитывать при проектировании передач и принимать меры, обеспечивающие прежде всего отсутствие резонансных явлений. Например, можно последовательно с передаточным механизмом установить звено, имеющее достаточно малую жесткость. Таким звеном может быть упругая муфта, соединяющая, например, выходное звено передаточного механизма с входным звеном исполнительного механизма.

Вопросы для самопроверки

1. Как определить приведенную жесткость при последовательном и параллельном соединениях упругих звеньев?
2. Напишите уравнения движения машины при учете упругости звеньев передаточного механизма.
3. При каких условиях упругость звеньев передаточного механизма может привести к появлению существенных деформаций звеньев?
4. Каково назначение упругой муфты?

3.3. Силовой анализ механизмов

В этой теме рассматриваются следующие вопросы:

- задачи и методы силового анализа;
- условие статической определимости плоской кинематической цепи;
- кинетостатический анализ механизмов; метод планов сил.

В темах 3.1 и 3.2 решалась обратная задача динамики – определение законов движения по заданным силам. В основе силового анализа лежит решение прямой задачи динамики – определение сил по заданному движению.

Будем рассматривать плоские механизмы с жесткими звеньями с одной степенью свободы. При проведении силового анализа считаем, что известны: кинематическая схема механизма; закон движения начального звена; внешние силы, приложенные к звеньям механизма (силы тяжести, движущие силы, силы полезного сопротивления); массы и моменты инерции звеньев. Кинематические пары считаем идеальными.

Основная задача этой темы – определение сил, действующих в кинематических парах. Знание этих сил, называемых реакциями связей, необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, износостойкость и для проведения других подобных расчетов.

При решении этой задачи используют принцип освобождаемости от связей. Рассматривают движение одного или несколько звеньев, мысленно отбрасывая другие. Действие отброшенных сил заменяют реакциями связей. Движение освобожденных звеньев рассматривается под действием активных сил и реакций связей. При этом задача может быть решена обычным путем – посредством применения основного уравнения динамики для каждого из освобожденных звеньев.

При решении инженерных задач часто пользуются методом кинетостатики, дающим возможность записать уравнение движения в виде уравнения равновесия. Для этого к активным силам и реакциям связей добавляют силы инерции и составляют уравнение кинетостатики выделенной группы звеньев.

Число уравнений кинетостатики должно быть равно числу неизвестных, подлежащих определению. Тогда задача будет статически определима.

Для каждого звена плоского механизма можно написать три уравнения кинетостатики: равенство нулю сумм проекций всех сил на координатные оси и моментов сил относительно какой-либо точки звена. Следовательно, для n звеньев можно написать $3n$ уравнений кинетостатики.

Число неизвестных, подлежащих определению в паре 5 класса плоского механизма, равно двум. В паре 4 класса плоского механизма подлежит определению одна неизвестная – это модуль реакции. Таким образом, плоская **кинematicкая цепь будет статически определима**, если выполняется условие $3n = 2p_5 + p_4$. Эта формула справедлива для механизмов без избыточных связей. Наличие избыточных связей увеличивает число неизвестных. Для их определения дополнительно к уравнениям кинетостатики должны быть составлены уравнения деформаций.

Графический метод силового анализа (метод планов сил) и аналитический метод подробно рассмотрены в учебном пособии [2].

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основную задачу силового анализа.
2. Какие методы используют при решении задач силового анализа?
3. В чем суть метода кинетостатики?
4. Напишите условие статической определимости для плоской кинematicкой цепи.
5. Как определить главные векторы и главные моменты сил инерции звена?
6. Определите порядок силового расчета на примере кривошипно-ползунного механизма.
7. В чем суть метода планов сил?

3.4. Уравновешивание механизмов

В этой теме изучаются вопросы:

- неуравновешенность механизмов;
- статическое уравновешивание масс плоских механизмов;
- приближенное статическое уравновешивание;
- уравновешивание роторов.

Механизм уравновешен, если главный вектор и главный момент сил давления стойки на фундамент (опору стойки, основание) остаются постоянными при заданном движении начальных звеньев. Основание любой машины испытывает силовое воздействие, которое может содержать динамические составляющие, являющиеся результатом движения звеньев с ускорениями. Для обеспечения уравновешенности механизмов необходимо прежде всего добиться выполнения условий: 1) $\vec{F}_и = 0$; 2) $\vec{M}_и = 0$, где $\vec{F}_и$, $\vec{M}_и$ – соответственно главный вектор и главный момент сил инерции.

Эти условия можно выполнить путем определенного распределения масс звеньев.

Распределение масс звеньев, устраняющее давление механизма на фундамент от сил инерции звеньев, называется уравновешиванием масс механизма. Выполнение только первого условия называется **статическим уравновешиванием масс механизма**.

Для выполнения первого условия необходимо и достаточно так подобрать массы звеньев, чтобы их общий центр масс оставался неподвижным относительно стойки. Для достижения этой цели используют дополнительные массы – противовесы, устанавливаемые на подвижных звеньях.

Подобрать массы противовесов можно с помощью метода заменяющих масс, который подробно рассмотрен в учебном пособии [2].

Для некоторых механизмов добиваться полного статического уравновешивания нецелесообразно, поскольку это приводит к массе противовесов, соизмеримой с массой самого механизма и к неконструктивному их расположению. К таким механизмам относится КПМ. Выполняя для него полностью условие 1 мы бы пришли к необходимости установки противовесов на кривошипе и на шатуне.

Чаще всего для этого механизма допустимо расположение противовеса только на кривошипе. Установкой одного противовеса можно обеспечить лишь **приближенное статическое уравновешивание**. Например, можно уравновесить одну из составляющих главного вектора сил инерции.

Для этого надо так подобрать массу $m_{П1}$ противовеса, установленного на кривошипе 1 (рис. 3.3), чтобы обратить в нуль составляющую $F_{и,y}$ главного вектора сил инерции, направленную вдоль оси y (перпендикулярно линии действия ползуна 3).

Используем метод заменяющих масс и массы m_1, m_2, m_3 подвижных звеньев 1, 2, 3 заменим тремя массами m_A, m_B, m_C сосредоточенными в

точках A , B , C . Только при движении массы m_B будет возникать составляющая F_{iy} главного вектора сил инерции. Для уравновешивания этой составляющей необходимо установить противовес на продолжении кривошипа. Масса $m_{\text{П1}}$ этого противовеса определится из условия $m_{\text{П1}} r_{\text{П1}} = m_B l_1$, где $r_{\text{П1}}$ – расстояние от точки A до центра масс противовеса; l_1 – длина кривошипа.

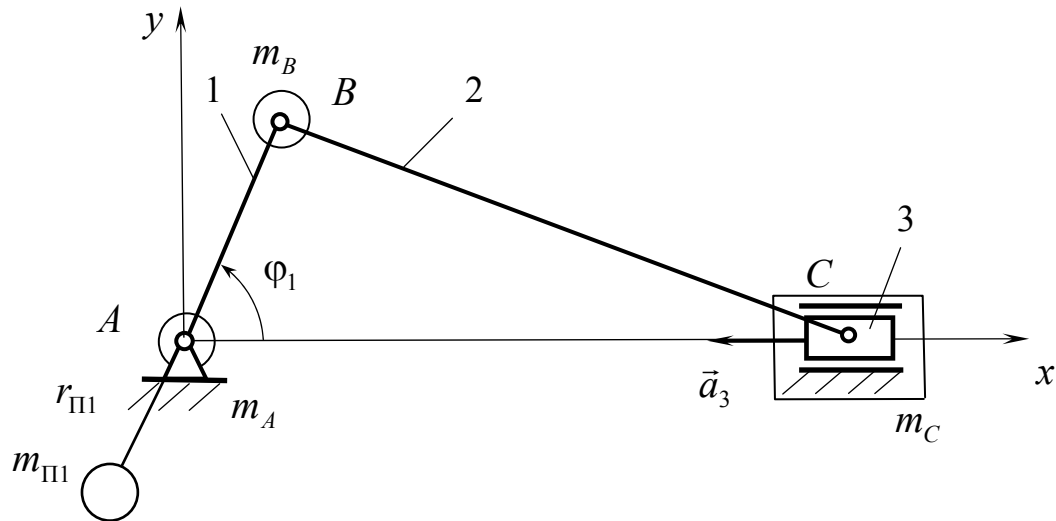


Рис. 3.3. Приближенное уравновешивание КПМ

Полной или приближенной статической уравновешенности можно добиться и без противовесов, создавая конструктивно-уравновешенные механизмы. Примеры подобного рода схем приведены в [2].

Уравновешивание роторов. Любое вращающееся звено называют ротором. Ротором являются коленчатый вал двигателя или компрессора, турбина, якорь электродвигателя, шпиндель токарного станка, колесо автомобиля и т.п. Роторы многих машин вращаются с большими угловыми скоростями, достигающими 1000 с^{-1} и более. При таких скоростях неуравновешенность ротора приводит к большим динамическим реакциям опор.

Различают три случая неуравновешенности роторов.

1 случай: $\vec{F}_i \neq 0$; $\vec{M}_i \neq 0$. Он возникает, когда одна из главных центральных осей инерции не совпадает с осью вращения ротора, но параллельна ей. Смещение оси инерции определяется эксцентриситетом \vec{e} . В этом случае ротор называют статически неуравновешенным. За меру неуравновешенности принимают величину, называемую дисбалансом и равную $D = me$. Для обеспечения условия статической уравновешенности необходимо, чтобы $e = 0$,

т.е. чтобы центр масс ротора лежал на оси вращения.

2 случай: $\vec{F}_и = 0$; $\vec{M}_и \neq 0$. Этот случай возникает, если центр масс ротора лежит на оси вращения, но главная центральная ось инерции не совпадает с ней. Это случай моментной неуравновешенности.

3 случай. Этот случай является совокупностью двух предыдущих. Такой ротор называют динамически неуравновешенным.

Технологические операции, обеспечивающие условия статической и динамической уравновешенности ротора, называются соответственно *статической и динамической* балансировкой. Эти виды уравновешивания для жесткого ротора рассмотрены в учебном пособии [2].

Жестким считают ротор, угловая скорость вращения которого находится в диапазоне $\omega \leq 0,7\omega_{c1}$, где ω_{c1} – первая собственная частота системы «ротор-опоры».

Методы балансировки жестких и гибких роторов существенно отличаются. Главное отличие: гибкий ротор, уравновешенный на одной угловой скорости, будет неуравновешенным на другой скорости. Поэтому динамическую балансировку упругого ротора следует производить на угловой скорости, по возможности близкой к его рабочей скорости.

Кроме того, для гибкого ротора важен выбор плоскостей коррекции. Они выбираются так, чтобы: а) как можно больше уменьшить реакции опор и изгибающие моменты в самом роторе; б) обеспечить требуемую уравновешенность в заданном диапазоне угловых скоростей.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте условия статического и динамического уравновешивания масс механизмов.
2. В чем суть метода заменяющих масс?
3. Почему часто приходится ограничиваться частным (приближенным) статическим уравновешиванием масс механизма?
4. Какие задачи можно решить при частичном статическом уравновешивании масс механизма?
5. Приведите примеры конструктивно уравновешенных механизмов.
6. Укажите виды неуравновешенностей роторов.

7. Что называется балансировкой?
8. От чего может зависеть точность статической балансировки?
9. Какое минимальное число противовесов необходимо для динамического уравнивания ротора?
10. Зависят ли условия динамической уравниваемости жесткого ротора от величины его угловой скорости?
11. Почему динамическую балансировку гибкого ротора следует производить на угловой скорости, близкой к его рабочей скорости?

3.5. Виброактивность и виброзащита машин

В этой теме изучаются следующие вопросы:

- источники колебаний и объекты виброзащиты;
- параметры вибраций;
- воздействие вибраций на технические объекты и человека;
- основные методы виброзащиты;
- колебания в рычажных, кулачковых механизмах; вибротранспортеры.

Механическую систему можно представить в виде двух подсистем (рис. 3.4): **И** – источник колебаний, **О** – объект виброзащиты. Эти подсистемы соединены связями **С**.

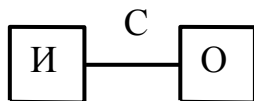


Рис. 3.4. Механическая система, содержащая источник колебаний и объект виброзащиты

Например, двигатель, имеющий неуравновешенный ротор. Здесь источник колебаний – ротор, объект виброзащиты – корпус двигателя, связанный с фундаментом, связи – опоры ротора.

Для выявления наиболее характерных источников вибраций в машинах и механизмах целесообразно рассматривать отдельные диапазоны частот [12]: диапазон низких (до 200-300 Гц), средних (от 200...300 Гц до 1000...2000 Гц) и высоких (свыше 1000...2000 Гц) частот. Целесообразность такого деления связана с тем, что в каждом диапазоне создаются свои расчетные модели и имеются свои особенности борьбы с вибрациями.

Несомненно, необходим прежде всего контроль низкочастотной вибрации, которая содержит большую часть колебательной энергии и определяет силовое динамическое воздействие на опорные и неопорные связи машины. Кроме того, низкочастотные вибрации могут распространяться на большие расстояния из-за их слабого поглощения. Защита от такого рода вибраций наиболее сложная и важная задача, которая будет рассмотрена ниже.

Параметры вибраций. Периодические вибрации можно рассматривать как колебательное движение материальной точки или тела относительно положения равновесия. Простейшей формой таких колебаний являются синусоидальные или гармонические колебания, которые могут быть описаны функцией времени t : $x(t) = A \sin\left(\frac{2\pi}{T}t + \varphi\right) = A \sin(2\pi f t + \varphi)$.

В это выражение входит три независимых параметра: A – амплитуда колебаний; f – частота, измеряемая в герцах; φ – начальная фаза колебаний. Частота f связана с периодом T колебаний отношением $f = 1/T$. Колеба-

тельное смещение $x(t)$ связано со скоростью колебаний $v(t) = \frac{dx}{dt}$ и ускорени-

ем $a(t) = \frac{d^2x}{dt^2}$.

Большие диапазоны изменений параметров вибраций привели к необходимости применения логарифмических шкал виброизмерительных приборов и введению относительных единиц измерений – децибел (дБ).

$$L_w = 20 \lg \frac{w}{w_0},$$

где w – измеряемый параметр вибрации (перемещение, скорость, ускорение); w_0 – начальное значение соответствующего параметра ($x_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м; $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с; $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с²).

Совокупность отдельных частотных составляющих колебательного процесса представляет собой спектр вибраций, который может быть выражен в виде амплитудных составляющих на отдельных частотах или в виде их уровней в определенной полосе частот.

Воздействие вибраций на технические объекты:

1. Вибрации отрицательно влияют на точность выполняемых технологических операций.

2. Дополнительные динамические нагрузки, возникающие под действием вибраций, могут привести к усталостным разрушениям элементов конструкций, к ослаблению неподвижных соединений, к соударениям сопряженных поверхностей в подвижных соединениях, приводящим к их разрушению. Такие последствия могут многократно усиливаться при возникновении резонансных явлений.

Действие вибраций на организм человека определяется четырьмя основными характеристиками: интенсивностью, спектральным составом, длительностью воздействия, направлением действия. Наиболее существенное влияние на человека оказывают вибрации с частотами 1...30 Гц.

Основные методы виброзащиты. *Снижение виброактивности источника.* Виброактивность определяется уровнем механических воздействий, передаваемых через связи от источника колебаний на объекты виброзащиты. Механические воздействия могут вызываться различными физико-химическими процессами, происходящими в источнике. Например, процессами горения топлива в двигателях внутреннего сгорания, процессами резания металлов на металлорежущих станках и т.п. В этих условиях виброактивность может снижаться способами, специфическими для каждого случая.

Механические воздействия могут возникать вследствие ускоренного движения звеньев. В этом случае виброактивность снижается с помощью урав-

новешивания движущихся масс. Основные методы уравнивания масс были рассмотрены в теме 3.4.

Устранение резонансных явлений. При совпадении частот возмущающих сил с собственными частотами системы возникает явление резонанса, которое сопровождается существенным увеличением амплитуд колебаний элементов конструкций объекта. В этом случае задача сводится к изменению собственных частот объекта виброзащиты, которое может быть достигнуто соответствующим изменением конструкции.

Демпфирование колебаний. Этот метод заключается в диссипации (рассеянии) энергии механических колебаний на путях ее распространения. Часто это достигается путем введения в конструкцию объекта специальных устройств – демпферов.

Виброизоляция. В связи вводятся специальные устройства – виброизоляторы, которые ослабляют механическое воздействие на объект.

Динамическое гашение колебаний. Динамический гаситель, присоединяемый к объекту, формирует дополнительные динамические воздействия, ослабляющие воздействие на объект со стороны источника. Перечисленные методы рассмотрены в учебном пособии [2]. Колебания в рычажных, кулачковых механизмах; вибротранспортеры рассмотрены в [7].

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные параметры вибраций.
2. Назовите основные источники вибраций в машине.
3. Перечислите основные методы виброзащиты.
4. Как охарактеризовать эффективность виброизолятора?
5. Какие задачи решаются с помощью виброизоляции при силовом и кинематическом возбуждениях колебаний?
6. Какое влияние оказывает вязкое сопротивление на эффективность линейного виброизолятора?
7. В каком случае эффективен динамический гаситель колебаний?

8. Как влияют вибрации на технические объекты?
9. Какими характеристиками определяется действие вибраций на человека?
10. На какие диапазоны частот можно разделить вибрации?

3.6. Трение в механизмах

В этой теме рассматриваются следующие вопросы:

- виды трения;
- факторы, влияющие на силу трения;
- трение в низших и высших кинематических парах;
- механический коэффициент полезного действия (КПД) механизма и системы механизмов;
- КПД винтовых, зубчатых механизмов;
- самоторможение в механизмах;
- трение и износ элементов кинематических пар.

ГОСТ 23.002-78 включает классификацию **видов трения**, изнашивания, смазки, методов смазывания и смазочных материалов.

Виды трения классифицируются следующим образом.

По объекту взаимодействия:

- а) внешнее трение – явление сопротивления относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зоне их соприкосновения и сопровождаемое диссипацией (рассеиванием) механической энергии;
- б) внутреннее трение – противодействие относительно перемещению отдельных частей одного и того же тела.

По признаку наличия или отсутствия относительного движения:

- а) трение покоя – трение двух тел при микроперемещениях до перехода к относительному движению;
- б) трение движения – трение двух тел при относительном движении.

По виду относительного движения:

а) трение скольжения – внешнее трение при относительном скольжении соприкасающихся тел;

б) трение качения – внешнее трение при относительном качении соприкасающихся тел.

В зависимости от состояния поверхностей трения:

а) трение без смазочного материала (сухое трение);

б) трение со смазочным материалом (жидкостное или полужидкостное трение).

Различают следующие виды смазки:

а) твердая смазка, при которой разделение поверхностей трения осуществляется твердым смазочным материалом (например, графитом, дисульфидом молибдена);

б) жидкостная смазка, при которой поверхности трения разделены слоем жидкого смазочного материала, находящегося под давлением;

в) пластичная (консистентная) смазка, которая, как и жидкостная, может обеспечить режим трения, исключая непосредственный контакт поверхностей.

В большинстве расчетов для определения силы сухого трения скольжения пользуются формулой Амонтона – Кулона:

$$F_{\tau} = f F_N,$$

где f – коэффициент трения скольжения, зависящий от материала и состояния поверхностей трения обоих тел; F_N – нормальная относительно поверхности трения сила.

Силы сухого трения скольжения имеют двойственную природу. Она обусловлена как преодолением сил межмолекулярного взаимодействия, так и деформированием неровностей шероховатых поверхностей. Эти два процесса тесно связаны.

Введем понятие угол трения. Это наибольший возможный угол, образованный реакцией двух контактирующих тел и общей нормалью к их поверхностям в точке контакта. Величина этого угла связана с коэффициентом трения скольжения $f = \operatorname{tg} \varphi$.

Необходимо отметить, что значение коэффициента трения зависит от конструктивного решения кинематической пары. Рассмотрим, например, **поступательную пару**, выполненную в виде клиновидного ползуна. Приведенный коэффициент трения в этом случае равен $f_{\text{п}} = f / \sin \alpha$, где α – угол клина. Клиновидная направляющая увеличивает силу трения. Действительно, если $\alpha \rightarrow 0$, то $f_{\text{п}} \rightarrow \infty$. Этот эффект используется в клиноремённых передачах, при профилировании крепежных резьб.

Рассмотрим сухое трение скольжение во **вращательной паре** без зазора. Момент трения, вызываемый радиальной нагрузкой F , равен $M_{\text{т}} = F_{\text{т}} r = F r f_{\text{п}}$, где r – радиус цилиндров. Если принять гипотезу о равномерном распределении давления, то $f_{\text{п}} = 1,57 f$. Эта гипотеза справедлива для новых неприработанных поверхностей. Для приработанных поверхностей значение приведенного коэффициента трения меньше $f_{\text{п}} \cong 1,3 f$.

Рассмотрим **винтовую пару** с прямоугольной резьбой. Будем считать, что давление по всей поверхности соприкосновения гайки с витками винта постоянно. Для изучения движения гайки по винту используют модель наклонной плоскости, по которой перемещается ползун. В соответствии с такой схемой гайка является ползуном, а несущая поверхность винта – наклонной плоскостью с углом наклона γ , равным углу подъема винтовой линии. Гайка нагружена осевой силой \vec{F} . Чтобы гайка двигалась равномерно вдоль оси винта в направлении, противоположном силе \vec{F} (ползун перемещается вверх по наклонной плоскости, сила \vec{F} является силой полезного сопротивления), необходимо приложить к ней момент относительно оси винта, равный $M_{\text{г}} = F_{\text{г}} r$, где $F_{\text{г}}$ – сила движущая, приложенная к гайке (ползуну); r – средний радиус резьбы. Эта сила равна $F_{\text{г}} = F \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$.

Если сила движущая (обозначим ее F_k) прикладывается на некотором радиусе R , определяемом, например, размерами гаечного ключа, то ее можно определить из соотношения $F_r r = F_k R$. Откуда

$$F_k = F_r \frac{r}{R} = F \frac{r}{R} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi).$$

Полученное выражение дает возможность найти отношение F/F_k , которое определяет выигрыш в силе. Пусть $R = 15d$ – стандартная длина ключа (d – наружный диаметр резьбы винта); $f = 0,15$; $\gamma = 2,5^\circ$ (резьба М24). Тогда $F/F_k = 70 \dots 80$.

При движении гайки по направлению, совпадающему с направлением силы \vec{F} (ползун перемещается вниз по наклонной плоскости, сила \vec{F} является силой движущей), сила \vec{F}_r равна $F_r = F \operatorname{tg}(\gamma - \varphi)$.

В высшей кинематической паре трение может проявляться в виде трения скольжения и трения качения. Тормозящее действие трения качения в большинстве случаев значительно меньше, чем трения скольжения. Поэтому это трение для оценки потерь энергии в кинематических парах можно не учитывать. Конечно, в специальных задачах, например, при расчете подшипников качения, при исследовании движения тяжелых предметов на роликах трением качения пренебрегать нельзя.

Трение скольжения проявляет себя в высших парах так же, как и в низших. Для оценки сил трения используется закон Амонтона-Кулона.

Жидкостное трение является наиболее желательным видом трения в кинематических парах. В этом случае между поверхностями трения находится гарантированный слой смазки. Это существенно уменьшает силы трения, а, следовательно, уменьшает потери энергии и износ трущихся поверхностей.

Для оценки энергетических потерь, связанных с рассеиванием механической энергии при трении, ввели понятие **механического коэффициента**

полезного действия (КПД). Такая оценка производится для установившегося режима, которому соответствует уравнение энергетического баланса.

$$\eta = 1 - \psi,$$

где $\eta = \frac{A_{\text{сп}}}{A_{\text{д}}}$ – механический коэффициент полезного действия; $\psi = \frac{A_{\text{т}}}{A_{\text{д}}}$ – коэффициент потерь; $A_{\text{сп}}$ – работа сил полезного сопротивления; $A_{\text{т}}$ – работа, связанная с преодолением сил трения в кинематических парах и сил сопротивления среды.

КПД показывает, какая доля механической энергии, подведенная к машине, полезно расходуется на совершение той работы, для которой создана машина. Коэффициент потерь характеризует, какая доля механической энергии, подведенная к машине, вследствие наличия трения бесполезно теряется, превращаясь в теплоту.

На величину КПД влияет порядок соединения кинематических групп в механизме и отдельных механизмов между собой. Возможны три вида соединений: **последовательное, параллельное и комбинированное.**

При последовательном соединении n механизмов общий КПД такой системы равен произведению КПД отдельных механизмов.

При параллельном соединении общий поток механической энергии от двигателя M разветвляется на n параллельных потоков. В этом случае получим

$$\eta = \mu_1 \eta_1 + \mu_2 \eta_2 + \dots + \mu_n \eta_n,$$

где $\mu_i = \frac{A_{\text{д}i}}{A_{\text{д}}}$ – коэффициенты распределения энергии по потокам, причем

$$\sum_{i=1}^n \mu_i = 1.$$

Следует обратить внимание на то, что при параллельном соединении общие потери энергии меньше, чем при последовательном. Пусть, например, КПД каждого из трех механизмов равен 0,8. Тогда при последовательном со-

единении этих механизмов общий КПД равен 0,51, а при параллельном общий КПД равен КПД одного механизма, то есть 0,8.

Рассмотрим **винтовой и червячный механизмы**. При определении КПД этих механизмов будем учитывать только потери энергии на поверхностях трения кинематических пар винт-гайка, червяк-червячное колесо.

Винтовой механизм. Пусть осевая сила \vec{F} , приложена к гайке, является силой полезного сопротивления. Тогда

$$\eta = \frac{M_d^0}{M_d} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}.$$

Эта формула пригодна для червячной пары, если ведущим звеном является червяк.

Если сила \vec{F} является силой движущей, то

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}.$$

Это выражение можно использовать для расчета КПД червячной пары, если ведущим звеном является червячное колесо.

Определение **КПД планетарных зубчатых передач** подробно рассмотрено в учебном пособии [2].

Силы трения могут привести к **самоторможению**. Это явление, при котором относительное движение звена в требуемом направлении невозможно независимо от величины движущей силы. Рассмотрим некоторые кинематические пары, в которых может возникнуть это явления.

Определить условия самоторможения можно по знаку КПД, который представим в виде

$$\eta = \frac{A_{\text{сп}}}{A_d} = \frac{A_d - A_t}{A_d}.$$

Если $A_d - A_t < 0$, то движение в направлении действия движущей силы невозможно. Но из этого условия следует, что КПД отрицателен. Разумеется это не имеет физического смысла. Однако знак КПД помогает определить

условия самоторможения. Воспользуемся этим, рассматривая винтовую и червячную кинематические пары.

При подъеме нагруженного звена в винтовой паре и при ведущем червяке в червячной паре КПД будет отрицателен, если $\gamma + \varphi > 90^\circ$. Для червяка практически $\gamma < 30^\circ$, а угол трения φ не превышает $6 - 7^\circ$. Поэтому в этом случае трудно реализовать условие самоторможения.

При опускании нагруженного звена в винтовой паре и при ведущем червячном колесе в червячной паре КПД $\eta < 0$ при $\gamma < \varphi$. Это условие легко реализуется.

Самотормозящиеся винтовая и червячные пары используются в грузоподъемных механизмах. Свойства самоторможения делает невозможным передачу мощности в обратном направлении, например, от червячного колеса к червяку. Следует отметить, что КПД самотормозящейся пары мал и всегда меньше 0,5. Самоторможение возможно в некоторых видах планетарных зубчатых передач [2].

Расчет износа элементов кинематических пар подробно изложен в [6].

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные виды трения.
2. Напишите формулу Амонтона-Кулона.
3. От чего зависит величина коэффициента трения скольжения?
4. Как определить угол трения?
5. От чего зависит величина приведенного коэффициента трения скольжения?
6. Что такое круг трения?
7. Почему потери на трение в винтовой паре с треугольной резьбой больше, чем в винтовой паре с прямоугольной резьбой?
8. Определите понятие КПД.
9. Как определить КПД системы механизмов при их последовательном, параллельном соединениях?

10. Как определить КПД червячной пары при ведущем червяке?
11. Приведите примеры планетарных передач с малым значением КПД.
12. В чем суть явления самоторможения?
13. Сформулируйте условие самоторможения для поступательной, червячной кинематических пар.
14. Приведите примеры планетарных передач, у которых возможно появление самоторможения.
15. Перечислите основные виды изнашивания.

Раздел 4. Машины-автоматы, манипуляторы

В этом разделе рассматриваются темы: «Виды управления движением в машинах-автоматах», «Манипуляторы».

После изучения предложенного материала по каждой теме необходимо ответить на вопросы для самопроверки и на контрольные тесты. Материал раздела используется для решения задачи 1 контрольной работы и при выполнении лабораторных работ 5, 6.

4.1. Виды управления движением в машинах-автоматах

Вопросы, рассматриваемые в этой теме: циклограммы и тактограммы; системы управления с кулачковым распределительным валом, с упорами, с копирами; системы числового программного управления.

Перечисленные вопросы излагаются в учебном пособии [4].

Вопросы для самопроверки

2. Что такое циклограмма, тактограмма?
3. Какие виды систем управления вы знаете?
4. Что такое распределительный вал?
5. В каких случаях используют командоаппараты?
6. Какие бывают системы управления с копирами?
7. В чем особенность систем с числовым программным управлением?

4.2. Манипуляторы

Вопросы, рассматриваемые в этой теме: виды манипуляторов и промышленных роботов; прямая и обратная задачи кинематики и динамики роботов; системы управления роботов.

Перечисленные вопросы излагаются в [3], [4], [6].

Вопросы для самопроверки

1. Какое устройство называется манипулятором?
2. Что такое промышленный робот?
3. Что называется маневренностью манипулятора?
4. Как определить коэффициент сервиса манипулятора в данной точке?
5. Сформулируйте прямую и обратную задачи кинематики манипуляторов.
6. Что такое адаптивное управление промышленным роботом?
7. Какие методы можно использовать для составления уравнений движения механизма манипулятора?

Заключение

В дисциплине ТММ рассматриваются вопросы структуры, кинематики, динамики машин и механизмов, с которыми сталкивается инженер на начальных этапах проектирования. После изучения предложенного курса важно понять суть возникающих проблем и методов, используемых при их разрешении.

На первом этапе проектирования в результате творческой или формализованной работы инженера появляется одна или даже несколько кинематических схем, обеспечивающих выполнение заданного режима работы машины (разделы 1, 2). Следующий этап – нахождение сечений звеньев и размеров кинематических пар. Только это позволит определить массы и моменты инерции звеньев, их жесткости, условия трения, требования к приводу, то есть разработать конструкцию (по крайней мере эскизный вариант) машины.

Этот этап связан с решением задач динамики (раздел 3). Отметим итерационный характер расчетов, которые можно выполнить в следующей последовательности. В первом приближении можно задаться произвольными значениями масс и моментов инерции звеньев (конечно, используя опыт расчетчика) и определить реакции в кинематических парах (тема 3.3). Это позволит, используя условия прочности и жесткости, более точно найти массы и моменты инерции звеньев, оценить их упругие свойства и в конечном итоге приступить к эскизному проектированию, по результатам которого можно задать условия трения в кинематических парах (тема 3.6). Однако проводить уточненное определение реакций в кинематических парах с учетом сил трения еще рано. Помимо сил трения надо определить истинные ускорения точек и звеньев механизма. Поэтому далее следует определить их законы движения.

Для решения этой задачи необходимо, прежде всего, составить динамическую модель механической системы машины, определить характеристики сил движущих и сил сопротивления и получить уравнения движения машины (тема 3.1). Решение этих уравнений является задачей динамического анализа. Основная цель – определения закона движения машины (звена приведения) для

установившегося (циклового) режима. Полученное решение позволяет перейти к динамическому синтезу, важнейшим результатом которого является определение величины постоянной составляющей приведенного момента инерции. Этот результат дает возможность судить о целесообразности использования маховика.

Итак, определены массы (моменты инерции) звеньев, а затем их ускорения (угловые ускорения). Можно выполнять следующий этап силового расчета с учетом влияния сил инерции на силы в кинематических парах.

Силовой расчет выполняется для нескольких положений механизма, и строятся годографы сил в кинематических парах. Они позволяют выявить возможные перекладки зазоров, а, следовательно, удары в процессе движения, определить наиболее нагруженные участки поверхности пары, обосновать выбор точек подвода смазки.

Важно оценить влияние упругости звеньев на динамику машины (тема 3.2). На начальной стадии проектирования объем сведений о будущей конструкции достаточно мал. Поэтому приходится довольствоваться гипотезой о линейной зависимости между нагружением и деформацией элементов машины.

Движение звеньев с ускорениями приводит к дополнительным нагрузкам на опорные конструкции (стойку). Эти нагрузки носят динамический характер. Их амплитудные значения могут в несколько раз превышать величины статических нагрузок. Поэтому на стадии проектирования и изготовления отдельных узлов машины необходимо предусматривать меры уменьшения динамических нагрузок. Одна из основных мер – уравнивание масс механизмов (тема 3.4).

Динамические нагрузки имеют циклический характер. Они могут вызывать усталостные разрушения элементов машины и вибрации как самой машины, так и опорных конструкций. Инженер должен иметь представление о возможных источниках возникновения вибраций и основных мерах ее уменьшения (тема 3.5).

Еще раз вернемся к трению. Следует признать очень большую неопределенность в выявлении характера сил трения в кинематических парах. Толь-

ко на заключительных стадиях проектирования можно более или менее определенно судить о процессах трения в машине. Но учитывать трение необходимо уже на первых стадиях расчета. Можно исходить из того, что наиболее неблагоприятные условия работы кинематической пары возникают при сухом трении. Поэтому на первом этапе целесообразно использовать элементарную теорию – закон Амонтона – Кулона и считать, что соприкасающиеся поверхности кинематической пары работают в условиях сухого трения скольжения при постоянном коэффициенте трения (тема 3.6).

Проблемы структуры, кинематики, динамики машин переплетаются с проблемами оптимального проектирования и автоматизации всех видов производств, в том числе с помощью робототехнических систем (раздел 4).

Представленные материалы являются частью общего алгоритма проектирования машины. Они позволяют получить исходные данные для: проведения предварительных расчетов на прочность и жесткость элементов машины, на основе которых выполняются определенные этапы проектирования; расчета привода, содержащего различные двигатели (электро-, гидро- и т.д.). Но перечисленные задачи уже выходят за рамки ТММ.

3.3. Глоссарий (словарь терминов)

Термин	Что обозначает
Аналог скорости точки	Производная радиус-вектора точки по обобщенной координате механизма
Аналог ускорения точки	Вторая производная радиус-вектора точки по обобщенной координате механизма
Входное звено	Звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев
Выходное звено	Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм
Высшая пара	Сопряжение, элементом которого является линия или точка
Вращательная пара	Одноподвижная пара, допускающая вращательное движение одного твердого тела относительно другого
Винтовая пара	Одноподвижная пара, допускающая винтовое движение одного твердого тела относительно другого
Гидравлический механизм	Механизм, в котором для передачи движения используется жидкость
Гидропривод	Привод, в котором используется механическая энергия жидкости
Двигатель	Машина, предназначенная для преобразования энергии любого вида в механическую энергию твердого тела
Делительная окружность	Окружность, которая является базовой для определения размеров зубьев цилиндрического зубчатого колеса
Динамический анализ механизма	Определение законов движения звеньев механизма по приложенным к ним силам или определение сил по заданным законам движения
Динамический синтез механизма	Проектирование кинематической схемы механизма и выбор инерционных параметров с учетом его динамических свойств
Демпфирование	Любое воздействие, рассеивающее энергию колеблющейся системы
Звено	Твердое тело, участвующее в заданном преобразовании движения (звено может состоять из нескольких деталей, не имеющих между собой относительного движения)
Замкнутая кинематическая цепь	Кинематическая цепь, каждое твердое тело которой образует кинематические пары по крайней мере с двумя другими твердыми телами
Зубчатое зацепление	Высшая кинематическая пара, образованная последовательно соприкасающимися элементами (зубьями) двух звеньев

Избыточная связь	Связь, устранение которой не изменяет число степеней свободы механизма
Кинематическая пара	Соединение двух твердых тел механизма, допускающее их относительное движение
Кривошип	Звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси
Коромысло	Звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси
Кулиса	Звено рычажного механизма, которое образует с другим подвижным звеном поступательную пару
Кривошипно-ползунный механизм	Рычажный четырехзвенный механизм, в состав которого входит кривошип и ползун
Кулачок	Звено, сопрягаемый элемент которого выполнен в виде криволинейной поверхности
Кинематический анализ механизма	Определение законов движения звеньев механизма по заданному движению начальных звеньев
Кинематическая схема механизма	Схема механизма, выполненная в масштабе
Коэффициент неравномерности движения механизма	Отношение разности максимального и минимального значений скорости начального звена механизма к ее среднему значению за один цикл установившегося движения механизма
Кинематическое возбуждение колебаний	Возбуждение колебаний механизма сообщением каким – либо его точкам заданных движений
Машина (машинный агрегат)	Механическая система, предназначенная для осуществления механических движений и силовых воздействий, необходимых для выполнения тех или иных рабочих процессов
Механизм	Связанная система тел, обеспечивающая передачу и преобразование механических движений и сил
Масштабный коэффициент	Отношение числового значения физической величины в собственных ей единицах измерения к длине отрезка (мм), изображающего эту величину (на схеме, графике и т.п.)
Манипулятор	Устройство, содержащее незамкнутую кинематическую цепь и предназначенное для перемещения выходного звена (рабочего органа) в пространстве
Модуль зубьев	Отношение окружного шага к числу π
Маховик	Ротор, предназначенный для обеспечения заданного коэффициента неравномерности движения или накопления кинетической энергии
Направляющий механизм	Механизм, в котором точки звена воспроизводят заданную траекторию

Начальное звено	Звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма
Низшая пара	Сопряжение, элементом которого является поверхность
Незамкнутая кинематическая цепь	Кинематическая цепь, в которой имеется хотя бы одно твердое тело, входящее только в одну кинематическую пару
Окружной шаг	Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса
Привод	Система взаимосвязанных устройств для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины или механизма
Пневмопривод	Привод, в котором используется механическая энергия жидкости
Поступательная пара	Одноподвижная пара, допускающая прямолинейно-поступательное движение одного твердого тела относительно другого
Плоский механизм	Механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости
Пространственный механизм	Механизм, в котором точки некоторых его звеньев описывают пространственные или плоские траектории, расположенные в пересекающихся плоскостях
Передаточный механизм	Механизм, воспроизводящий требуемую функциональную зависимость между перемещениями входных и выходных звеньев
Ползун	Звено, образующее поступательную пару со стойкой и вращательную с другим звеном
Передаточное отношение	Отношение угловых скоростей двух звеньев (при параллельных осях вращения передаточное отношение считается положительным при одинаковом направлении угловых скоростей, при непараллельных осях передаточное отношение равно отношению модулей угловых скоростей)
Промежуточное (паразитное) колесо	Зубчатое колесо, расположенное между колесами, которое влияет только на знак передаточного отношения
Приведенная сила	Сила, условно приложенная к одной из точек механизма (точке приведения) и определяемая из равенства элементарной работы этой силы сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья механизма

Приведенный момент сил (пара сил)	Пара сил, условно приложенная к одному из звеньев механизма (звену приведения) и определяемая из равенства элементарной работы этой пары сил сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья механизма
Приведенная масса механизма	Условная масса, которую надо сосредоточить в данной точке механизма (точке приведения), чтобы кинетическая энергия этой массы равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев механизма
Приведенный момент инерции механизма	Момент инерции, которым должно обладать одно из звеньев механизма (звено приведения) относительно оси его вращения, чтобы кинетическая энергия этого звена равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев механизма
Противовес	Дополнительная масса, устанавливаемая на звено механизма (машины) для создания силы инерции, участвующей в уравнивании механизма или масс механизма
Период	Интервал времени, по истечении которого повторяется последовательность событий
Рычажный механизм	Механизм, звенья которого образуют только низшие пары
Стойка	Звено, принимаемое условно за неподвижное
Связь	Любое условие, уменьшающее число степеней свободы
Структурная схема механизма	Безмасштабная схема механизма, предназначенная для исследования его структуры
Сферическая пара	Пара третьего класса, допускающая три независимых вращения вокруг трех пересекающихся осей
Сателлит	Колесо, ось вращения которого вращается вокруг другой оси
Силовое возбуждение колебаний	Возбуждение колебаний механической системы вынуждающей силой
Статическое уравнивание масс механизма	Распределение масс звеньев механизма, переводящее его центр масс в точку, неподвижную относительно стойки
Теория механизмов и машин	Наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и их проектирования
Тактограмма машины	Схема согласованности перемещений исполнительных органов в зависимости от их положения
Такт	Промежуток времени, в течение которого не меняется состояние (покой или движение) ни одного исполнительного органа

Установившееся движение машины	Движение машины, при котором ее кинетическая энергия постоянна или является периодической функцией времени
Уравновешенный механизм	Механизм, для которого главный вектор и главный момент сил давления стойки на фундамент остаются постоянными при заданном движении начальных звеньев
Уравновешивание масс механизма	Распределение масс звеньев, устраняющее давление стойки на фундамент от сил инерции звеньев
Цилиндрическая пара	Пара четвертого класса, допускающая вращательное и поступательное (вдоль оси вращения) движения одного звена относительно другого
Циклограмма машины	Схема согласованности перемещений исполнительных органов в зависимости от времени или угла поворота главного вала основного механизма машины
Число степеней свободы (подвижность) механизма	Число обобщенных координат механизма
Число степеней свободы (подвижность) кинематической пары	Число независимых координат, необходимых для описания относительного положения звеньев кинематической пары
Шарнирный механизм	Механизм только с вращательными и сферическими парами
Шатун	Звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями
Шестерня	Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев
Электропривод	Привод, в котором используется электроэнергия
Элемент сопряжения кинематической пары	Общая поверхность, линия или точка, образуемая сопрягаемыми элементами двух твердых тел

3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ

Общие указания

В процессе выполнения лабораторных работ студенты знакомятся с методикой их проведения, соответствующим оборудованием и аппаратурой, закрепляют теоретические знания, приобретают навыки экспериментирования.

Тематика лабораторных работ связана со структурным и кинематическим анализом механизмов. Перечень тем лабораторных работ приведен в 2.5.2. Задание на выполнение лабораторных работ выдается преподавателем с учетом конкретной специальности и формы обучения согласно учебному плану.

При подготовке к лабораторным работам студенты должны проработать данные методические указания и определенные разделы рекомендуемой литературы.

Выполненные лабораторные работы оформляются в виде отчетов в отдельной тетради. Содержание отчетов определяется указаниями к каждой лабораторной работе. Каждый отчет должен начинаться с названия работы и ее цели, а завершаться краткими выводами.

Оформленные отчеты хранятся у студента и предъявляются перед сдачей зачета.

Охрана труда и техника безопасности при выполнении лабораторных работ

Организация безопасной работы при выполнении лабораторных работ по курсу «Теория механизмов и машин» соответствует требованиям ГОСТ 12.1.030-81 «Электробезопасность. Защитное заземление, зануление», а также ПТЭ и ПТБ при эксплуатации электроустановок – потребителей электрической энергии.

Все лабораторные работы выполняются студентами под непосредственным руководством преподавателя.

При выполнении лабораторных работ студенты обязаны:

– пройти инструктаж по технике безопасности и расписаться об этом в журнале;

- не оставлять включенную установку или установку под механической нагрузкой без присмотра;
- знать место расположения общего выключателя электроэнергии лаборатории кафедры и средств пожаротушения.

Более подробный инструктаж дается преподавателем перед проведением каждой лабораторной работы.

Студенты, не выполняющие требования техники безопасности, не допускаются к выполнению лабораторных работ.

Лабораторная работа №1

Составление схем и структурный анализ механизмов

1. Цель работы

Ознакомление с основными видами механизмов, приобретение навыков составления их схем и проведения структурного анализа.

2. Основные теоретические положения

2.1. Перед проведением лабораторной работы необходимо уяснить основные понятия: механизм, звено, стойка, входное и выходное звенья, кинематическая пара, класс кинематической пары, высшая и низшая пара, число степеней свободы (подвижность механизма). Необходимо уметь изображать простейшие схемы основных видов механизмов в соответствии с ГОСТ 2.770-88.

2.2. При структурном анализе плоских рычажных механизмов необходимо выделить входные звенья и группы Ассура. Эти группы имеют нулевую степень свободы относительно тех звеньев, к которым группа присоединяется. Для них справедливо равенство

$$W = 3n - 2p_n = 0, \quad (3.4.1)$$

где W – число степеней свободы группы относительно звеньев, к которым эта группа присоединяется; p_H – число низших кинематических пар; n – число подвижных звеньев.

Например, рассмотрим схему механизма пресса (рис. 3.4.1, а).

Все неподвижные детали, образующие одно неподвижное звено (стойку), обозначим цифрой 0. Далее обозначим цифрами: 1 – кривошип, 2, 3 – шатуны, 4 – коромысло, 5 – ползун.

Выделим входное звено 1, к которому присоединяется группа Ассура 2-4 (рис. 3.4.1, б). Для этой группы справедливо соотношение (3.4.1). Действительно, $n = 2$, $p_H = 3$ и $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Следующая группа 3-5 (рис. 3.4.1, в) также является группой Ассура.

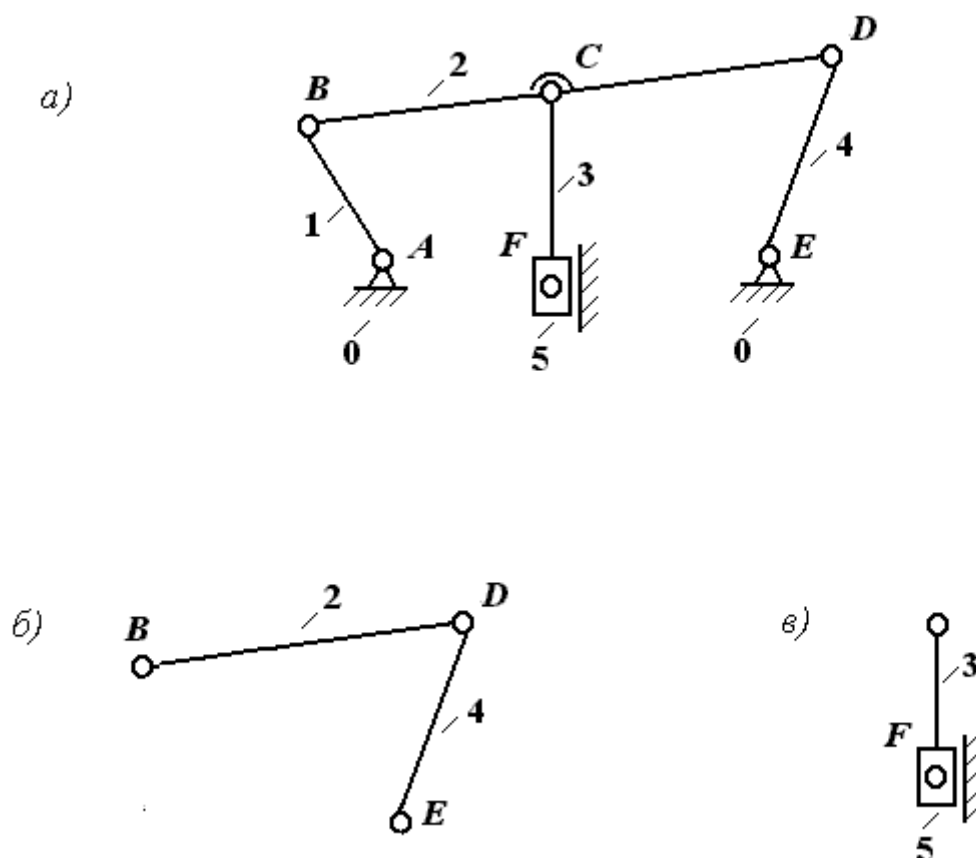


Рис. 3.4.1. Структурный анализ механизма пресса

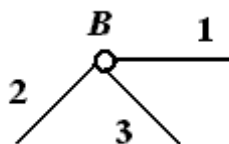


Рис. 3.4.2. Структурные группы

Присоединение групп Ассура не изменяет числа степеней свободы механизма. Поэтому рассмотренный механизм имеет один вход, следовательно, он обладает одной степенью свободы. Это можно установить и с помощью структурной формулы П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_H - p_B, \quad (3.4.2)$$

где p_B – число высших кинематических пар.

При определении числа кинематических пар необходимо учесть, что в механизме могут быть сложное шарниры, соединяющие более двух звеньев. На рис. 3.4.2 изображен шарнир B , соединяющий три звена 1, 2, 3. В этом случае при структурном анализе надо учесть две вращательные пары, например, 1-2, 2-3.

В плоских механизмах с замкнутыми кинематическими цепями могут появляться избыточные связи. Для обнаружения таких связей в механизме можно использовать формулу (3.4.2). Если при расчете получается $W \leq 0$, то, следовательно, в механизме есть избыточные связи. Число их можно определить из формулы

$$W = 3n - 2p_H - p_B + q, \quad (3.4.3)$$

где q – число избыточных связей.

Из (3.4.3) имеем

$$q = W - 3n + 2p_H + p_B. \quad (3.4.4)$$

Для определения q по формуле (3.4.4) необходимо знать число W степеней свободы механизма. Это можно сделать, как было показано, путем разложения механизма на группы Ассура.

2.3. Механизм может обладать местными степенями свободы, которые не оказывают влияния на характер движения механизма в целом. Выявить их

можно с помощью структурной формулы (3.4.2). Если W больше, чем число входов механизма, то в механизме есть местные степени свободы.

2.4. При структурном анализе пространственных механизмов следует использовать формулу А.П. Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + q, \quad (3.4.5)$$

где p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – число кинематических пар соответственно пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов.

Пространственные механизмы с разомкнутыми кинематическими цепями без разветвленных соединений (механизмы манипуляторов) не имеют избыточных связей ($q = 0$). Число степеней свободы таких механизмов можно определить по формуле (3.4.5) или подсчитать как сумму степеней свободы (подвижностей) всех кинематических пар.

3. Лабораторная установка

Для исследования предлагаются макеты рычажных, зубчатых, кулачковых механизмов, манипуляторов: приборы ТММ118Л1, Л2, Л3.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Ознакомиться с предложенным механизмом, установить его вид (плоский или пространственный рычажный, зубчатый, кулачковый).

4.2. Составить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями звеньев и кинематических пар.

4.3. Пронумеровать звенья (стойку обозначить цифрой 0, вход цифрой 1) и обозначить вращательные пары буквами.

4.4. Указать наименование звеньев и классы кинематических пар.

4.5. Для плоского рычажного механизма выделить входные звенья и группы Ассур. Вычертить каждую группу отдельно. Число входов равно числу степеней свободы механизма.

4.6. Определить число степеней свободы механизма с помощью структурной формулы А.П. Малышева (для пространственных механизмов) или П.Л. Чебышева (для плоских механизмов). Если W не совпадает с числом входов, то выявить избыточные связи или местные степени свободы.

5. Содержание отчета

5.1. Вычертить схемы трех механизмов.

5.2. Указать наименования механизмов и звеньев.

5.3. Для каждой схемы указать число подвижных звеньев, число входов, классы кинематических пар, высшие и низшие пары, число степеней свободы механизма, число избыточных связей и местных степеней свободы.

Литература [3], с. 4...20; [5], с. 21...63.

Лабораторная работа №2

Исследование кулачкового механизма

1. Цель работы

Определение основных параметров исследуемого кулачкового механизма, ознакомление с одним из методов кинематического анализа, определение максимального угла давления.

2. Основные теоретические положения

2.1. Перед проведением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными видами кулачковых механизмов, уяснить, какие звенья и кинематические пары входят в эти механизмы. Следует обратить внимание на то, что в кулачковый механизм входит высшая кинематическая пара.

2.2. В кулачковом механизме с роликовым толкателем или коромыслом различают два профиля: центровый и действительный. Центровой и действи-

тельные профили эквидистантны, т.е. отстоят друг от друга на постоянную величину, равную радиусу r_p ролика.

Основные параметры центрального профиля кулачка (рис. 3.4.3): R_0 – начальный радиус (минимальный радиус профиля); R_{\max} – максимальный радиус; β – профильные углы.

Движение ведомому звену сообщается только в том случае, когда оно касается профиля переменной кривизны, т.е. на участках ab и cd . На участках bc и ad , очерченных дугами окружностей из центра кулачка, ведомое звено неподвижно.

Названия профильных углов соответствуют характеру движения выходного звена: β_n – угол подъема, $\beta_{ев}$ – угол верхнего выстоя, β_0 – угол опускания, $\beta_{нев}$ – угол нижнего выстоя.

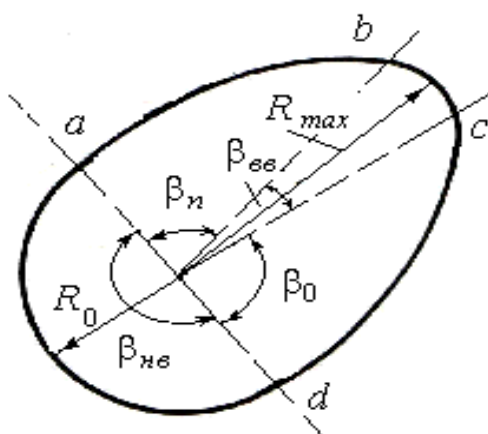


Рис. 3.4.3. Центральной профиль кулачка

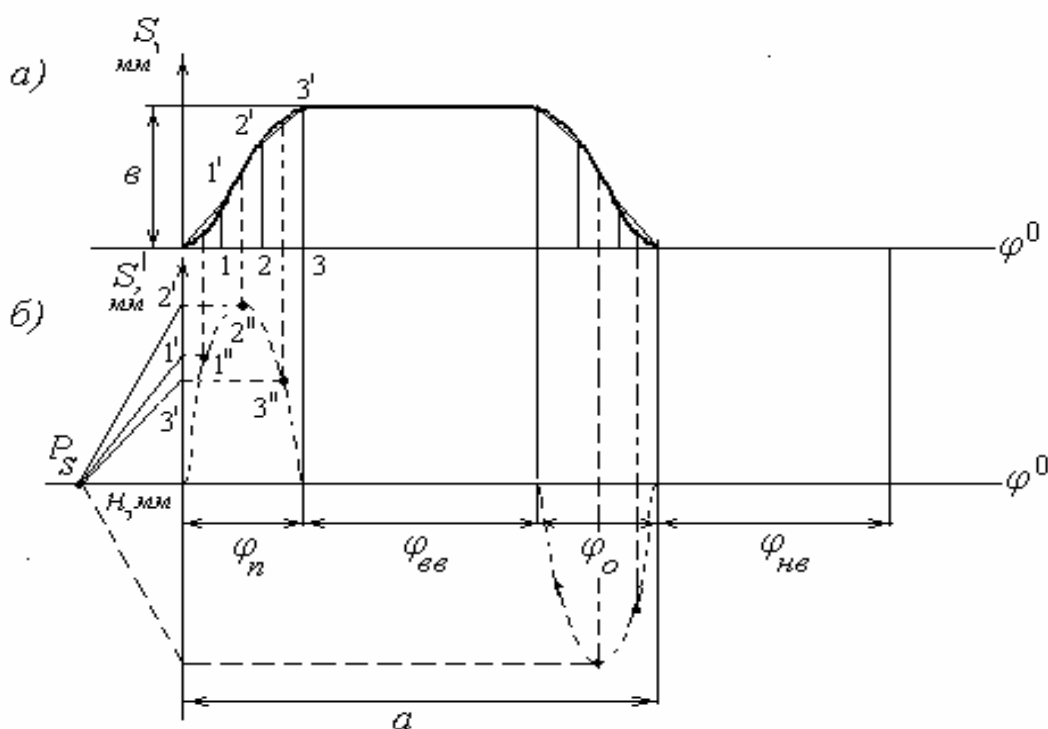


Рис. 3.4.4. Фазовые углы поворота кулачка

2.3. Основные параметры кулачкового механизма: фазовые углы поворота кулачка – угол подъема φ_n , угол верхнего выстоя φ_{ee} , угол опускания φ_0 , угол нижнего выстоя φ_{nv} , $\varphi_n + \varphi_{ee} + \varphi_0 + \varphi_{nv} = 360^\circ$, ход толкателя S_{max} , смещение толкателя e (для механизма с толкателем); угол размаха φ_{max} , длина коромысла l , расстояние между осями вращения кулачка и коромысла l_0 (для механизма с коромыслом).

В механизме со смещенным толкателем профильные углы не равны соответствующим фазовым углам поворота кулачка.

2.4. В задачу кинематического анализа кулачкового механизма входит определение закона движения выходного звена. Поясним как это делается для кулачкового механизма с толкателем.

Экспериментально с помощью лабораторной установки определяется закон перемещения толкателя и строится диаграмма $S = f(\varphi)$ (рис. 3.4.4, а).

Масштабные коэффициенты диаграммы

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_n + \varphi_{\text{св}} + \varphi_0}{a} \text{ [рад/мм]}; \quad \mu_s = \frac{S_{\text{max}}}{b} \text{ [м/мм]}, \quad (3.4.6)$$

где a – отрезок оси абсцисс в мм, графически изображающий рабочий угол кулачка $\varphi_p = \varphi_n + \varphi_{\text{св}} + \varphi_0$; b – отрезок оси ординат в мм, графически изображающий ход толкателя S_{max} .

Скорость толкателя определяется выражением

$$V = \frac{dS}{d\varphi} \omega_1 = S' \omega_1,$$

где $S' = \frac{dS}{d\varphi}$ – аналог скорости толкателя; ω_1 – угловая скорость кулачка.

Аналитическое выражение для функции $S(\varphi)$ неизвестно. Эта функция задана графиком. Поэтому можно прибегнуть к графическому отысканию производной S' , то есть к графическому дифференцированию.

Графическое дифференцирование определяется геометрическим смыслом производной в системе декартовых координат oxy : значение производной $f'(x_0)$ равно тангенсу угла, образованного касательной к графику функции $y = f(x)$ в точке с абсциссой x_0 и осью ox .

Порядок графического дифференцирования функции $S(\varphi)$ методом хорд показан на рис. 3.4.4, а, б для фазы подъема:

а) кривая $S(\varphi)$ разбивается на участки 0-1, 1-2 и т. д., в пределах каждого участка кривая должна быть как можно ближе к прямой (рис. 3.4.4, а);

- б) конечные точки участков соединяются хордами, т.е. заданная кривая заменяется ломаной линией, при следующих допущениях: углы наклона касательных в точках, расположенных посередине каждого участка кривой, равны углам наклона соответствующих хорд;
- в) из полюса P_s , выбранного на произвольном расстоянии H , проводятся лучи, параллельные соответствующим хордам ($P_s 1' \parallel 01'$, $P_s 2'' \parallel 1'2'$, $P_s 3'' \parallel 2'3'$ и т.д.), до пересечения с осью S' в точках $1', 2', \dots$ (рис. 3.4.4, б); в соответствии с геометрическим смыслом производной и принятым допущением отрезки $01', 02', \dots$ пропорциональны значениям производных в точках, расположенных посередине соответствующих участков кривой $S(\varphi)$;
- г) точки $1'', 2'', \dots$ графика $S'(\varphi)$ определяются взаимным пересечением вертикальных прямых, проведенных из средних точек интервалов 0-1, 1-2, \dots (рис. 3.4.4, а) и горизонтальных прямых, проведенных из точек $1', 2', \dots$ (рис. 3.4.4, б);
- д) через точки 0, $1'', 2'', \dots$ проводится плавная кривая, являющаяся графиком $S'(\varphi)$.

Масштабный коэффициент величины S' , м/мм

$$\mu_{s'} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi H} . \quad (3.4.7)$$

2.5. Если пренебречь трением в высшей паре, то реакция $\vec{F}_{1,2}$, действующая со стороны кулачка 1 на толкатель 2, направлена по нормали $n-n$ к профилю кулачка (рис. 3.4.5). Угол между нормалью и направлением движения толкателя называют углом давления ν . Составляющая $F'_{1,2} = F_{1,2} \cos \nu$ направлена по линии движения толкателя, а составляющая $F''_{1,2} = F_{1,2} \sin \nu$ вызывает перекос толкателя и создает силы трения в его направляющих. При большом угле ν силы трения в направляющих могут оказаться настолько большими, что наступит заклинивание механизма. С другой стороны, при уменьшении угла давления существенно увеличиваются габариты кулачка.

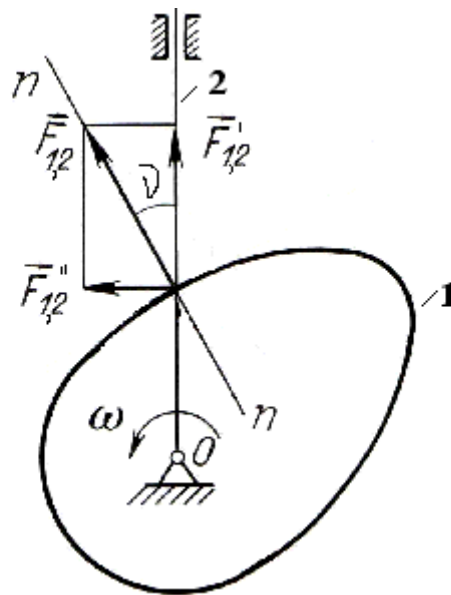


Рис. 3.4.5. Угол давления

Диапазон рекомендованных значений угла давления в кулачковом механизме с толкателем составляет $30^\circ \dots 35^\circ$.

Текущее значение угла ν определяется из зависимости

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{S' \pm e}{\sqrt{R_0^2 - e^2 + S}}, \quad (3.4.8)$$

где знак «+» соответствует отрицательному смещению толкателя; знак «-» положительному.

Смещение считается положительным, если направление скорости толкателя при его подъеме составляет острый угол с направлением скорости точки контакта на кулачке.

Максимальный угол давления соответствует максимальному значению $S = S''_{\max}$.

3. Лабораторная установка

Установка представляет собой модель кулачкового механизма с толкателем или коромыслом. Для проведения необходимых измерений используется линейка и штангенциркуль.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Зарисовать схему кулачкового механизма, измерить основные параметры кулачка и механизма (см. п. 2.2, 2.3).

4.2. Зафиксировать положение механизма, при котором толкатель занимает крайнее нижнее положение. Поворачивая кулачок на небольшие углы φ ($10 \dots 20^\circ$), измерить соответствующие перемещения толкателя.

4.3. По результатам измерений построить диаграмму $S = S(\varphi)$, используя масштабные коэффициенты μ_s и μ_φ , определяемые по формуле (3.4.6).

4.4. Используя метод графического дифференцирования построить диаграмму $S' = S'(\varphi)$, используя масштабный коэффициент $\mu_{s'}$, определяемый по формуле (3.4.7).

4.5. Определить максимальное значение S' для фазы подъема и опускания.

4.6. Для положения кулачкового механизма при наибольшем значении S' рассчитать угол давления по формуле (3.4.8) и сравнить с рекомендуемыми значениями.

5. Содержание отчета

5.1. Схема исследуемого механизма с указанием основных параметров кулачка и кулачкового механизма.

5.2. Результаты замеров, выполненных по п.4.2, сведенные в таблицу.

5.3. Диаграммы $S = S(\varphi)$ и $S' = S'(\varphi)$.

5.4. Расчеты по определению максимального угла давления.

Литература: [3], с. 28...39; [5], с. 510...537; [6], с. 444...453.

Лабораторная работа №3

Кинематический анализ зубчатых передач

1. Цель работы

Составление кинематических схем и определение передаточных отношений зубчатых передач.

2. Основные теоретические положения

2.1. Перед проведением лабораторной работы необходимо ознакомиться с основными видами зубчатых передач, уяснить понятие «передаточное отношение» и уметь определять его для трехзвенных зубчатых передач различного вида.

Необходимо представлять особенности планетарных передач и знать их основные виды.

2.2. Зубчатые передачи с неподвижными геометрическими осями колес. Передаточное отношение плоских передач положительно, если зубчатые колеса, для которых определяется это отношение, вращаются в одном направлении, и отрицательно, если колеса вращаются в разные стороны. Поэтому передаточное отношение $u_{1,2}$ для пары цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления отрицательно

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

а внутреннего зацепления положительно

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости колес; z_1, z_2 – числа зубьев колес.

Для пространственных передач (червячной, конической, винтовой, гипоидной) передаточное отношение равно отношению модулей угловых скоростей

звеньев.

Многозвенные передачи представляют собой последовательное (рядовые) и параллельное (ступенчатые) соединения трехзвенных зубчатых передач, причем возможна комбинация этих соединений.

Общее передаточное отношение многозвенной передачи равно произведению передаточных отношений отдельных трехзвенных передач:

$$u_{1,i} = u_{1,2} u_{2,3} \dots u_{i-1,i}.$$

Общее передаточное отношение рядовой передачи не зависит от числа зубьев промежуточных колес. Например, при i колесах и k внешних зацеплений передаточное отношение от 1 к i звену равно

$$u_{1,i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} = (-1)^k \frac{z_i}{z_1}.$$

Промежуточные колеса, которые иногда называют паразитными, применяют для изменения направления вращения выходного звена при неизменном направлении вращения входного, либо для обеспечения передачи движения при большом расстоянии между осями вращения входного и выходного звеньев.

Для ступенчатой передачи при i колесах и k внешних зацеплений передаточное отношение от 1 к i звену равно

$$u_{1,i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} = (-1)^k \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_i}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{i-1}}.$$

2.3. Планетарные зубчатые передачи. Они содержат зубчатые колеса (сателлиты) с поступательно движущимися геометрическими осями.

При кинематическом анализе планетарных передач используют формулу для передаточного отношения i -го колеса к j -му в обращенном движении при неподвижном водиле H (формулу Виллиса)

$$u_{i,j}^H = \frac{\omega_i - \omega_H}{\omega_j - \omega_H}.$$

Примеры кинематического анализа различных планетарных передач с помощью формулы Виллиса приведены в [3], с. 49...51.

3. Лабораторная установка

Исследуются модели цилиндрических, конических, червячных, планетарных передач.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Изобразить кинематическую схему предложенной модели зубчатой передачи.

4.2. Составить формулу для вычисления передаточного отношения от входного к выходному звену и определить его значение.

4.3. Проверить полученное значение передаточного отношения, используя модель передачи. Для этого необходимо подсчитать число оборотов входного звена, которое соответствует одному обороту выходного звена.

4.4. Выполнить п. 4.1 – 4.3 для передач с неподвижными осями колес и для планетарных передач.

5. Содержание отчета

5.1. Кинематические схемы зубчатых передач.

5.2. Вывод формул для вычисления передаточных отношений.

5.3. Результат вычислений передаточных отношений.

Литература: [3], с. 39...60; [5], с. 493...505; [6], с. 402...413.

Лабораторная работа №4

Образование эвольвентного профиля зубьев зубчатых колес методом обкатки

1. Цель работы

Ознакомление с процессом нарезания зубьев цилиндрических прямозубых колес по методу обкатки, а также с явлением подрезания зубьев в процессе их изготовления.

2. Основные теоретические положения

2.1. Перед проведением лабораторной работы необходимо уяснить основные понятия из теории зацепления: эвольвентный профиль зуба, основная окружность, линия зацепления, угол зацепления, начальная окружность, полюс зацепления, делительная окружность, модуль зацепления.

2.2. При методе обкатки режущему инструменту и заготовке сообщают относительное движение, которое воспроизводит процесс зацепления. Это зацепление называют станочным. При этом методе режущий инструмент должен быть изготовлен в виде зубчатого колеса или рейки. Таким инструментом может быть червячная фреза, долбяк, гребенка. Преимуществом режущего инструмента в виде зубчатой рейки является прямолинейность профиля ее зубьев. Прямолинейный профиль воспроизводит при обкатке на нарезаемом колесе эвольвентный профиль.

2.3. Геометрия зуба нарезаемого колеса зависит от параметров инструмента и от его расположения относительно заготовки. При этом можно получить три варианта нарезания зубьев.

Нулевые зубчатые колеса (рис. 3.4.6, *a*). Средняя линия *СС* рейки касается делительной окружности нарезаемого колеса.

Зубчатые колеса с положительным смещением (рис. 3.4.6, б). Средняя линия CC рейки смещена от центра заготовки на величину xm , где x – коэффициент смещения, m – модуль зацепления; $x > 0$.

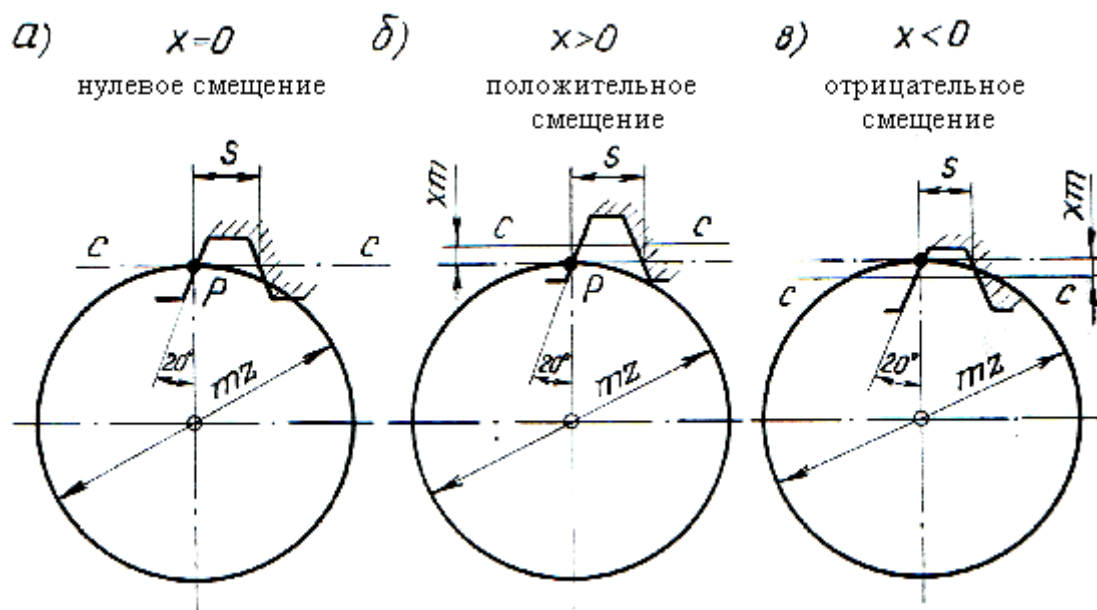


Рис. 3.4.6. Варианты нарезания зубьев

Зубчатые колеса с отрицательным смещением (рис. 3.4.6, в). Средняя линия CC рейки смещена к центру заготовки на величину xm ; $x < 0$.

Нарезание зубчатых колес со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления.

1) При нарезании колеса с малым числом зубьев ($z_{\min} < 17$) методом обкатки возникает подрезание зуба у его основания. Это ослабляет зуб в опасном сечении. Положительное смещение ($x > 0$) позволяет устранить подрезание зуба.

2) Если число z_1 зубьев шестерни мало, а число z_2 зубьев сопряженного колеса велико, то целесообразно применять смещения $x_1 + x_2 = 0$. При таком условии смещения $x_1 > 0$ и $x_2 < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

3) Смещения при $x_1 + x_2 \neq 0$ могут влиять на большее число параметров зацепления. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16.532-70.

Для получения колес с $m > 1$ мм без подрезания их зубьев необходимо, чтобы

$$x \geq x_{\min} = \frac{17 - z}{17}. \quad (3.4.9)$$

Максимальный коэффициент смещения определяется из условия отсутствия заострения зуба

$$S_a \geq 0,25m, \quad (3.4.10)$$

где S_a – толщина зуба по окружности вершин.

2.4. Основные расчетные параметры, определяющие размеры зубчатого колеса – модуль m и число зубьев z . Ниже приведены формулы для расчета некоторых размеров колеса.

Диаметр d делительной окружности

$$d = mz; \quad (3.4.11)$$

диаметр d_g – основной окружности

$$d_g = d \cdot \cos \alpha, \quad (3.4.12)$$

где α – угол зацепления, в стандартных колесах $\alpha = 20^\circ$;

толщина S зуба по делительной окружности

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (3.4.13)$$

диаметр d_f окружности впадин

$$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x), \quad (3.4.14)$$

где h_a^* – коэффициент высоты зуба; c^* – коэффициент радиального зазора; для колес с $m > 1$ мм стандартом установлены $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$;

диаметр d_a окружности вершин

$$d_a = d + 2m(h_a^* + x) \quad (3.4.15)$$

3. Лабораторная установка

Работа проводится на установке ТММ-42, моделирующей процесс нарезания зубьев зубчатой рейкой. На рейке установки нанесены основные данные: m – модуль, мм; α – угол профиля рейки, $\alpha = 20^\circ$; d – диаметр делительной окружности нарезаемого колеса.

Подробная информация об установке предоставляется перед проведением лабораторной работы.

4. Порядок проведения работы

4.1. Ознакомиться с установкой, определить основные параметры m , α , d .

4.2. Из (3.4.11) определить число z зубьев нарезаемого колеса.

4.3. Определить из выражения (3.4.9) минимальное значение коэффициента смещения x_{\min} и соответствующую ему величину mx_{\min} смещения инструмента.

4.4. Вырезать бумажный круг-заготовку в соответствии с диаметром, указанным на диске установки ТММ-42. Установить круг на диск установки и закрепить винтами.

4.5. Установить рейку в положение, соответствующее $x = 0$ и закрепить винтами.

4.6. Перемещая каретку с рейкой из крайнего положения и обводя карандашом профили зубьев рейки, получить 2-3 профиля зубьев колеса.

4.7. Ослабив струну, связывающую диск с кареткой, повернуть диск относительно каретки приблизительно на 120° .

4.8. Установить рейку в положение $x = x_{\min}$ и вычертить 2-3 профиля зубьев.

4.9. Повторить п. 4.7.

4.10. Установить рейку в положение $x = -x_{\min}$ (или в другое положение по указанию преподавателя) и вычертить 2-3 профиля.

4.11. Вычислить по формулам (3.4.12) – (3.4.15) величины d_g, S, d_f, d_a при $x = 0, x = x_{\min}, x = -x_{\min}$ соответственно.

4.12. Снять с установки бумажный круг и нанести на него окружности: основную, делительную, вершины, впадины.

4.13. Измерить толщину зуба S по дуге делительной окружности и сравнить с расчетными значениями.

4.14. Измерить толщину зуба S_a по дуге окружности вершин и сравнить с условием (2).

5. Содержание отчета

5.1. Схема расположения инструмента и заготовки при нарезании колеса с нулевым, положительным и отрицательными смещениями (рис. 3.4.6).

5.2. Бумажный круг заготовка с вычерченными профилями зубьев при $x = 0, x = x_{\min}, x = -x_{\min}$. Величины смещений указать вблизи соответствующих профилей зубьев.

5.3. Результаты расчетов и измерений следует оформить в виде таблицы.

Литература [3], с. 41...48; [5], с. 423...466; [6], с. 367...382.

Лабораторная работа №5

Механизм управления с кулачковым распределительным валом

1. Цель работы

Ознакомление с методами программного управления движением системы механизмов.

2. Основные теоретические положения

Кулачковый распределительный вал используют в машинах-автоматах для согласованного перемещения исполнительных устройств в зависимости от времени или угла поворота вала.

Программа последовательности движений исполнительных устройств задается в виде циклограммы. Циклограмма характеризует один цикл работы машины-автомата. Цикл – промежуток времени T , по окончании которого последовательность перемещений исполнительных устройств повторяется. На линейной циклограмме графики перемещений исполнительных устройств изображаются в виде наклонных отрезков, а периоды остановки – горизонтальными отрезками.

На рис. 3.4.7 показана циклограмма автомата для сверления отверстий в детали. Исполнительными устройствами автомата являются: механизм М1 сверлильной головки, М2 – механизм крепления шайбы, на которой устанавливается одна или несколько деталей; механизм М3 поворота планшайбы.

Для обеспечения согласованности перемещений всех исполнительных устройств в соответствии с циклограммой необходимо для каждого кулачка определить угол установки δ относительно кулачка, принимаемого за базовый. Угол установки заключен между радиус-векторами \vec{R}_1 и \vec{R}_2 точек A_1 и A_2 на профилях кулачков, соответствующих началу подъема выходного звена (рис. 3.4.8). При

равенстве начальных радиусов кулачков угол установки δ равен углу φ поворота кулачкового распределительного вала, определяемому по циклограмме.



Рис. 3.4.7. Циклограмма автомата для сверления отверстий

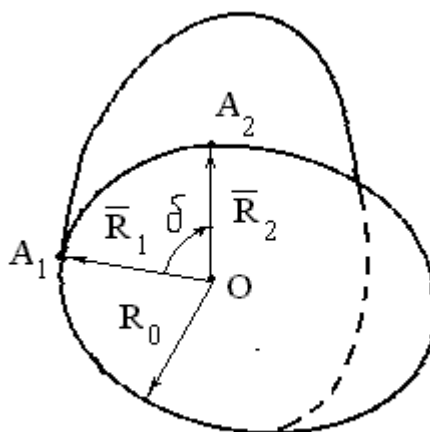


Рис. 3.4.8. Угол установки кулачков

3. Описание лабораторной установки

Работа проводится на установке ТММ 116 с кулачковым распределительным валом. На распределительном валу установлены три кулачка. Один кулачок является базовым и жестко связан с валом, два других могут поворачиваться относительно вала. Все кулачки составные, собраны из трех дисковых кулачков с одинаковым профилем, имеющим участки нижнего и верхнего выстоя, подъема и опускания. Составная конструкция позволяет изменять фазовые углы нижнего и верхнего выстоя.

Коромысло каждого кулачкового механизма приводит в движение пишущее устройство, которое вычерчивает на бумажной ленте циклограмму.

4. Порядок проведения работы

4.1. По заданной преподавателем циклограмме определить углы установки кулачков. Установить кулачки в соответствующие положения и зафиксировать на валу.

4.2. Привести механизм в движение и получить на бумажной ленте циклограмму.

4.3. Проверить соответствие полученной циклограммы заданной.

5. Содержание отчета

5.1. Циклограмма, заданная преподавателем.

5.2. Углы установки кулачков.

5.3. Циклограмма, полученная на лабораторной установке.

Литература: [4], с. 11...13; [5], с. 591...593; [6], с. 483...490.

Лабораторная работа №6

Геометрический анализ манипуляторов

1. Цель работы

Определение рабочей зоны манипулятора, решение прямой задачи о положении манипулятора.

2. Основные теоретические положения

2.1. Манипулятор – дистанционно управляемое устройство, выполняющее функцию руки человека. Его механизм представляет собой разомкнутую кинематическую цепь, оснащенную рабочим органом (схватом). В работе исследуются макеты манипуляторов, предназначенных для перемещения предметов.

Рабочая зона манипулятора – это часть пространства, в котором можно совершать операции с объектом манипулирования.

Объект манипулирования (предмет) считается жестким телом, положение которого в пространстве определяется шестью обобщенными координатами. Поэтому для перемещения предмета из одного положения в другое манипулятор должен обладать минимум шестью степенями свободы. Три степени свободы манипулятора, по которым осуществляется перемещение предмета между точками рабочей зоны, называются переносными. Осуществление ориентации схвата с предметом производится по трем ориентирующим степеням свободы.

Выбор переносных координат определяет схему манипулятора и форму рабочей зоны. На рис. 3.4.9 представлены наиболее распространенные схемы.

Схема (рис. 3.4.9, а) с тремя линейными координатами q_1 , q_2 , q_3 реализует прямоугольную форму рабочей зоны.

Схема (рис. 3.4.9, б) с координатой q_1 и двумя линейными координатами q_2 , q_3 реализует цилиндрическую форму рабочей зоны.

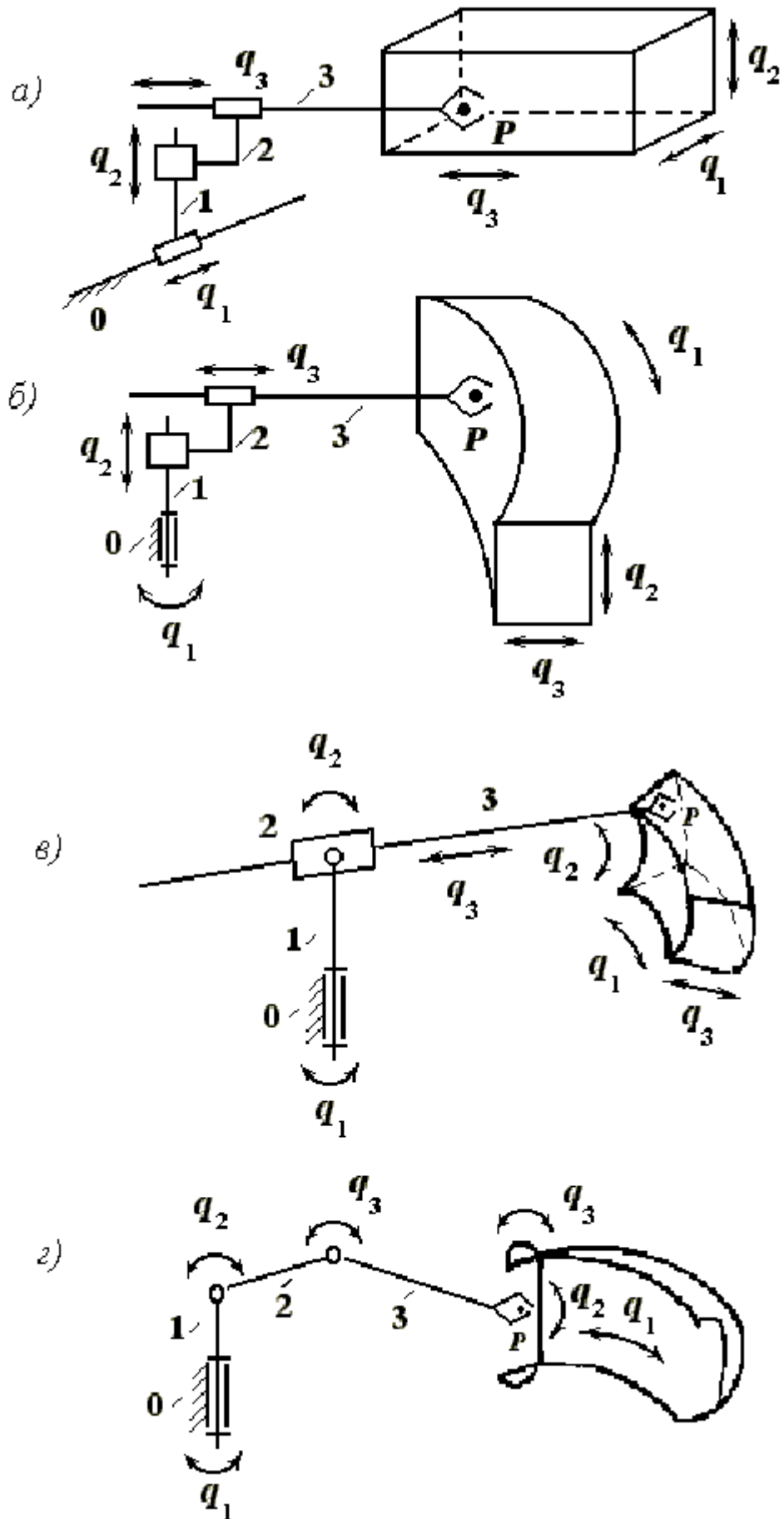


Рис. 3.4.9. Рабочие зоны манипулятора

Схема (рис. 3.4.9, в) с двумя угловыми координатами q_1, q_2 и одной линейной q_3 реализует сферическую форму рабочей зоны.

Схема (рис. 3.4.9, з) с тремя угловыми координатами q_1, q_2, q_3 реализует сложную (антропоморфную) форму рабочей зоны.

Форму рабочей зоны связывают с системой координат, в которой удобно рассматривать движение схвата. Для рассмотренных случаев используют прямоугольную (рис. 3.4.9, а), цилиндрическую (рис. 3.4.9, б), сферическую (рис. 3.4.9, в), угловую (рис. 3.4.9, з) системы координат.

Решая прямую задачу о положении манипулятора, можно определить границы рабочей зоны при конструктивных ограничениях на обобщенные координаты типа

$$q_{i \min} \leq q_i \leq q_{i \max}. \quad (3.4.16)$$

2.2. Прямую задачу определения положения манипулятора можно сформулировать следующим образом.

Задана кинематическая схема манипулятора и для некоторого момента времени известны значения обобщенных координат, определяющих положение всех звеньев.

Определить положение схвата в системе отсчета, связанной со стойкой.

Для решения задачи можно использовать векторный метод и метод преобразования координат. Будем использовать последний с матричной формой записи уравнений.

Пусть координаты точки P $x_{p_1}, y_{p_2}, z_{p_3}$ заданы в системе координат $Ox_1y_1z_1$ (рис. 3.4.10). Для определения координат этой точки в другой системе координат $O_1x_0y_0z_0$ используются известные формулы для преобразования координат:

$$\begin{aligned} x_{p_0} &= a_{11}x_{p_1} + a_{12}y_{p_1} + a_{13}z_{p_1} + n_x; \\ y_{p_0} &= a_{21}x_{p_1} + a_{22}y_{p_1} + a_{23}z_{p_1} + n_y; \\ z_{p_0} &= a_{31}x_{p_1} + a_{32}y_{p_1} + a_{33}z_{p_1} + n_z, \end{aligned} \quad (3.4.17)$$

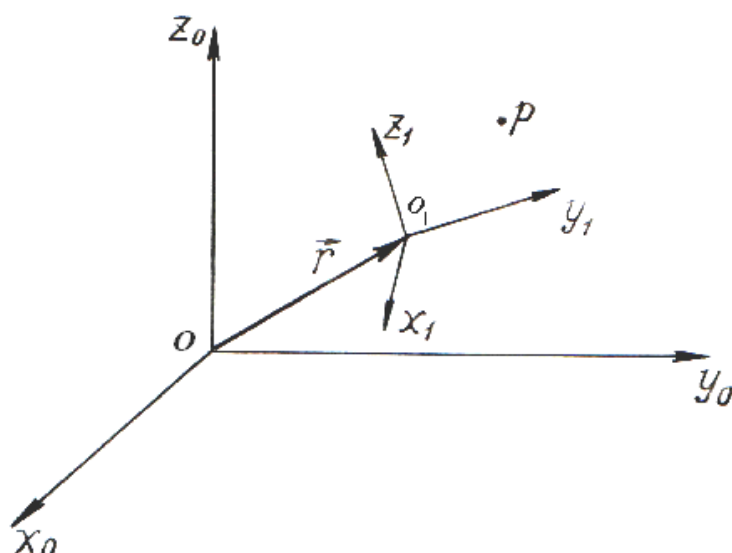


Рис. 3.4.10. Системы координат

где a_{ij} – направляющие косинусы осей $O_1x_1y_1z_1$ относительно осей $Ox_0y_0z_0$

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos(x_0 \wedge x_1); & a_{12} &= \cos(x_0 \wedge y_1); & a_{13} &= \cos(x_0 \wedge z_1); \\ a_{21} &= \cos(y_0 \wedge x_1); \\ a_{33} &= \cos(z_0 \wedge z_1); \end{aligned}$$

n_x, n_y, n_z – проекции вектора \vec{r} , определяющего смещение начала координат одной системы относительно другой, на соответствующие оси системы координат $Ox_0y_0z_0$.

Систему уравнений (3.4.17) можно записать в матричном виде

$$R_0 = A_1 \cdot R_1 + N_1, \quad (3.4.18)$$

где R_0, R_1 – матрицы-столбцы координат точки P соответственно в системах $Ox_0y_0z_0$ и $O_1x_1y_1z_1$

$$R_0 = \begin{pmatrix} x_{p0} \\ y_{p0} \\ z_{p0} \end{pmatrix}, \quad R_1 = \begin{pmatrix} x_{p1} \\ y_{p1} \\ z_{p1} \end{pmatrix};$$

A_1 – матрица порядка 3×3 направляющих косинусов (матрица поворота осей координат)

$$A1 = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix};$$

$M1$ – матрица-столбец переноса начала координат одной системы относительно другой

$$N1 = \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix}$$

Найдем матрицы поворота вокруг осей z_0, y_0, x_0 .

Поворот вокруг оси z_0 (рис. 3.4.11, а). Условимся считать системы координат правыми, если при наблюдении из какой-либо точки положительной полуоси Oz_0 поворот к оси Oy_1 на угол меньший $\frac{\pi}{2}$ совершается против хода часовой стрелки.

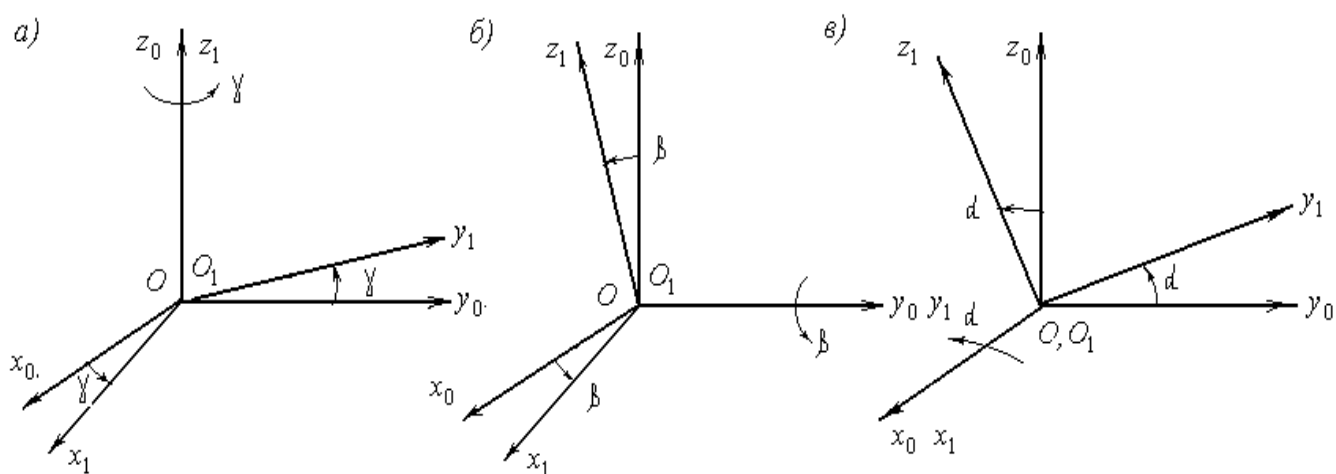


Рис. 3.4.11. Углы поворота осей координат

Угол поворота вокруг оси z_0 обозначим γ . Направляющие косинусы будут равны

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos(x_0 \wedge x_1) = \cos \gamma; & a_{12} &= \cos(x_0 \wedge y_1) = \cos(90^\circ + \gamma) = -\sin \gamma; \\ a_{13} &= a_{23} = a_{31} = a_{32} = \cos 90^\circ = 0; \\ a_{21} &= \cos(y_0 \wedge x_1) = \cos(90^\circ - \gamma) = \sin \gamma; \end{aligned}$$

$$a_{22} = \cos(y_0 \wedge y_1) = \cos \gamma; \quad a_{33} = \cos(z_0 \wedge z_1) = \cos 0^\circ = 1.$$

Матрица поворота вокруг оси z_0 , которую обозначим A_γ имеет вид

$$A1 = A_\gamma = \begin{vmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (3.4.19)$$

Поворот вокруг оси y_0 (рис. 3.4.9, б). Угол поворота обозначим β .

Матрица поворота A_β имеет вид

$$A1 = A_\beta = \begin{vmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{vmatrix}. \quad (3.4.20)$$

Поворот вокруг оси x_0 (рис. 3.4.9, в). Угол поворота обозначим α .

Матрица поворота A_α имеет вид

$$A1 = A_\alpha = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{vmatrix}. \quad (3.4.21)$$

2.3. Рассмотрим цилиндрическую рабочую зону.

Введем системы координат (рис. 3.4.12): нулевую – $O x_0 y_0 z_0$, связанную с со стойкой; первую – $O_1 x_1 y_1 z_1$, связанную с первым звеном; вторую – $O_2 x_2 y_2 z_2$, связанную со вторым звеном, и третью – $O_3 x_3 y_3 z_3$, связанную с третьим звеном. В соответствии с принятыми системами координат: $q_1 = \gamma$ (поворот системы вокруг оси z_0); $q_2 = h$ (смещение системы 2 относительно системы 1 вдоль оси z_1) $q_3 = r$ (координата, определяющая положение начала 3-й системы относительно начала 2-й).

Координата точки P (схвата) в 3-й системе координат определится матрицей-столбцом

$$R3 = \begin{vmatrix} 0 \\ y_{p3} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & y_{p3} & 0 \end{vmatrix}^T \quad (3.4.22)$$

В (3.4.22) использована транспонированная матрица, обозначенная индексом T .

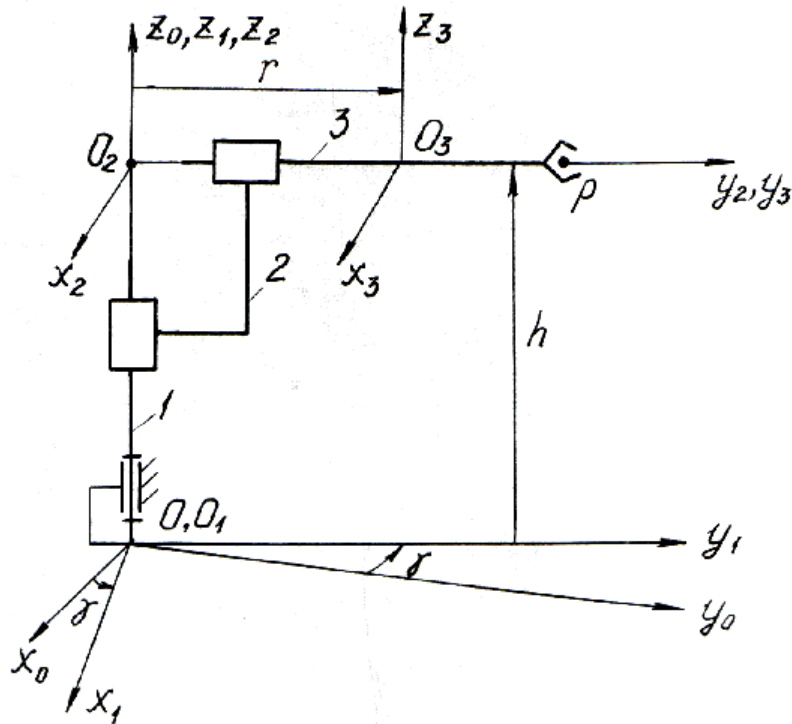


Рис. 3.4.12. Манипулятор с цилиндрической рабочей зоной

Система 3 (см. рис. 3.4.12) смещена относительно системы 2 вдоль оси y_2 без поворота осей ($A1=1$). Поэтому в соответствии с выражением (3.4.18) переход от системы 3 к системе 2 определяется выражением

$$R2 = R3 + N3, \quad (3.4.23)$$

где $N3 = \begin{bmatrix} 0 & r & 0 \end{bmatrix}^T$.

Система 2 может перемещаться относительно системы 1 только вдоль оси $z_1 = z_0$. Поэтому переход от системы 2 к системе 1 определяется уравнением

$$R1 = R2 + N2, \quad (3.4.24)$$

где $N2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & h \end{bmatrix}^T$.

Система 1 поворачивается относительно системы 0 только вокруг оси z_0 на угол γ . Поэтому переход от системы 1 к системе 0 определяется так

$$R0 = A1 \cdot R1. \quad (3.4.25)$$

Подставив в это уравнение $R1$ из уравнения (3.4.24), а затем $R2$ из уравнения (3.4.23), получим

$$R0 = A1(R1 + N2 + N3). \quad (3.4.26)$$

2.4. Ориентирующий узел состоит из трех звеньев: 4, 5, 6 (рис. 3.4.13), образующих три вращательные кинематические пары соответственно A, B, C .

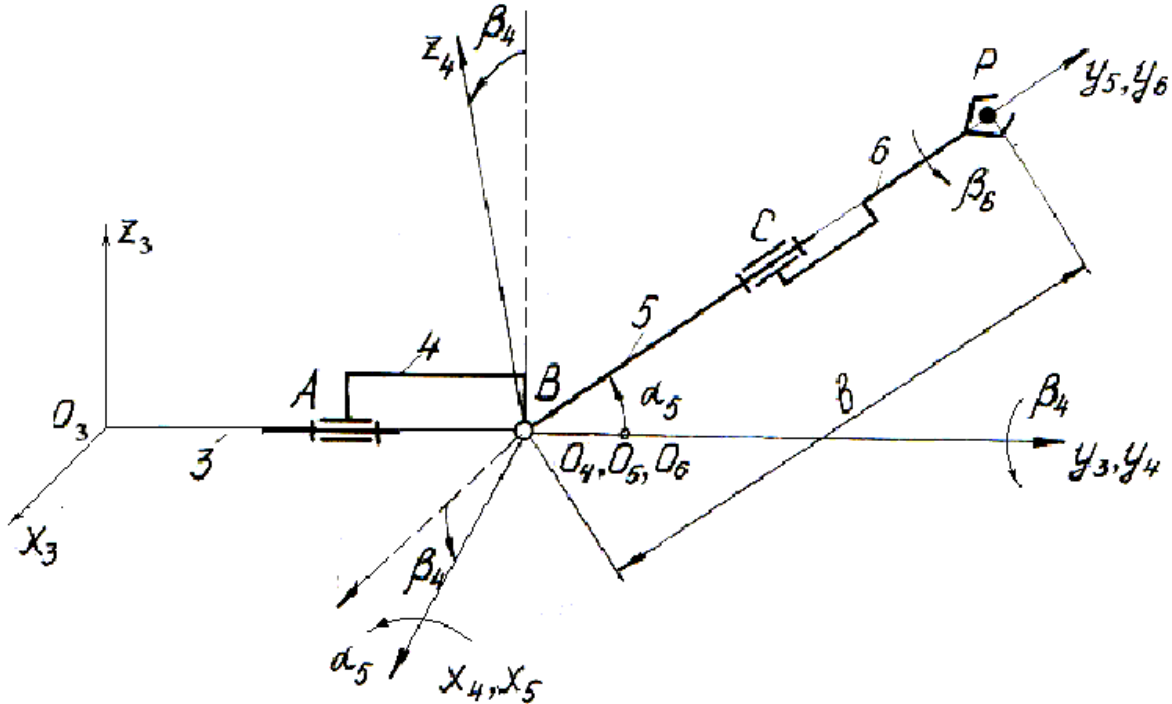


Рис. 3.4.13. Ориентирующий узел манипулятора

С каждым из звеньев связана система координат: четвертая – $O_4x_4y_4z_4$; пятая – $O_5x_5y_5z_5$; шестая – $O_6x_6y_6z_6$. Начала координат этих систем совпадают с осью вращательной пары B . Расположение некоторых осей указано на рис. 3.4.13. Это, в основном, те оси, вокруг которых происходит вращение соответствующих звеньев. Звено 6 вращается вокруг оси y_5 (угол β_6), звено 5 вращается вокруг оси x_4 (угол α_5) и звено 4 вращается вокруг оси y_3 (угол β_4).

Матрица-столбец координат точки P в 6-й системе координат равна

$$R6 = \begin{bmatrix} 0 & b & 0 \end{bmatrix}^T,$$

где $b = O_6P$.

Переход от 6-й системы координат к 4-й определится уравнением

$$R4 = A5 \cdot A6 \cdot R6, \quad (3.4.27)$$

где $A5 = A_\alpha$ при $\alpha = \alpha_5$ (см. (3.4.21)); $A6 = A_\beta$ при $\beta = \beta_6$ (см.(3.4.20)).

Для манипулятора, рассмотренного в п. 2.3., считаем, что начала O_3, O_4 3-й и 4-й систем координат совпадают. Тогда

$$R3 = A4 \cdot R4, \quad (3.4.28)$$

где $A4 = A_\beta$ при $\beta = \beta_4$ (см. (3.4.20)).

Подставив в (3.4.28) $R4$ по уравнению (3.4.27), а затем $R3$ в уравнение (3.4.26), получим

$$R0 = A1(A4 \cdot A5 \cdot A6 \cdot R6 + N2 + N3).$$

2.5. Не все части рабочей зоны одинаково приспособлены для выполнения различных операций. Для оценки возможности выполнения манипулятором операции ориентирования объекта в заданной точке рабочего пространства используются понятия угла и коэффициента сервиса.

Телесный угол ψ , внутри которого схват можно подвести к заданной точке, называют углом сервиса. Отношение величины угла ψ к его максимальному значению, равному 4π , называют коэффициентом сервиса

$$\theta = \frac{\psi}{4\pi}.$$

3. Лабораторные установки

Для проведения лабораторной работы используются приборы ТММ118Л1, ТММ118Л2, ТММ118Л3, представляющие собой настольные макеты механизмов манипуляторов, имеющие прямоугольную, цилиндрическую, сферическую и сложную формы рабочей зоны.

4. Порядок выполнения работы

4.1. Ознакомиться с механизмом манипулятора и определить, к какому виду он относится, используя рис. 3.4.9.

4.2. Изобразить структурную схему манипулятора и системы координат, связанные с каждым из звеньев.

4.3. Вывести матричное уравнение, определяющее положение схвата в системе координат, связанной со стойкой, при учете всех степеней свободы манипулятора.

4.4. Построить часть рабочей зоны при учете только переносных степеней свободы для заданного значения одной из обобщенных координат q_1, q_2, q_3 и заданных ограничениях вида (3.4.16) на две другие координаты.

4.5. Рассчитать координаты крайних точек части рабочей зоны, построенной по п.4.4, в системе координат, связанной со стойкой.

4.6. Для заданных преподавателем шести значений обобщенных координат рассчитать положение точки P схвата в системе координат, связанной со стойкой. Эти же координаты установить на макете манипулятора и замерить координаты точки P схвата x_{p0}, y_{p0}, z_{p0} . Результаты измерений сравнить с расчетом.

4.7. Для заданной точки рабочей зоны, считая движение схвата происходящим только в одной заданной плоскости, определить угол ψ и коэффициент

$$\theta = \frac{\psi}{2\pi} \text{ сервуса манипулятора.}$$

5. Содержание отчета

5.1. Структурная схема манипулятора и связанные с ней шесть систем координат. Указать какова форма рабочей зоны манипулятора и каковы его обобщенные координаты.

5.2. Матричное уравнение, определяющее положение схвата в системе координат, связанной со стойкой. Выписать все матрицы, входящие в это уравнение с указанием всех элементов матриц.

5.3. Изображение части рабочей зоны манипулятора, построенной согласно п. 4.4. Для крайних точек зоны указать их координаты в системе координат, связанной со стойкой.

5.4. Заданные обобщенные координаты; расчетные и измеренные на макете значения координат схвата в нулевой системе координат.

5.5. Угол и коэффициент сервиса для заданной точки рабочей зоны.

Литература: [3], с. 71...78; [5], с. 611...627; [6], с. 321...332.

Обработка результатов измерений (для лабораторных работ №2 и №6)

Обработка результатов прямых измерений происходит в следующей последовательности:

1. Результаты каждого измерения записываются в таблицу.
2. Вычисляется среднее значение \bar{a} параметра a из n измерений.

$$\bar{a} = \frac{1}{n} \sum a_i,$$

где a_i – значение измеряемой величины в i опыте.

3. Находятся погрешности отдельных измерений.

$$\Delta a_i = \bar{a} - a_i.$$

4. Вычисляются квадраты погрешностей отдельных измерений.
5. Если некоторые измерения резко отличаются по своему значению от остальных измерений, то следует проверить, не являются ли они промахом.
6. Определяется средняя квадратичная погрешность результата серии измерений

$$\Delta a_{кв} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta a_i)^2}{n(n-1)}}.$$

7. Для определения доверительных границ, в которых с определенной вероятностью P находится значение a , по табл. 3.4.1 определяется коэффициент Стьюдента α .

Т а б л и ц а 3.4.1

Вероятность P	Значение α при $n-1$									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	20
0,9	6,31	2,92	2,35	2,13	2,02	1,94	1,89	1,86	1,83	1,73
0,95	12,7	4,3	3,18	2,78	2,57	2,45	2,36	2,31	2,26	2,09

8. Находится погрешность результата измерений (граница доверительного интервала)

$$\Delta a = \alpha \Delta a_{кв}$$

9. Если величина Δa окажется сравнимой с величиной погрешности прибора, то в качестве границы доверительного интервала следует взять величину

$$\Delta a = \sqrt{\alpha^2 \Delta a_{кв}^2 + \left(\frac{\alpha_{\infty}}{3}\right)^2 \delta^2},$$

где δ – величина погрешности прибора; α_{∞} – коэффициент Стьюдента при $n \rightarrow \infty$ (практически при $n \geq 20$).

10. Окончательный результат записывается в виде

$$a = \bar{a} \pm \Delta a.$$

11. Оценивается относительная погрешность результата серии измерений

$$\varepsilon = \frac{\Delta a}{\bar{a}} 100\%.$$

3.5. Методические указания к проведению практических занятий

На практических занятиях рассматривается решение задач структурного, кинематического и динамического анализа и синтеза машин и механизмов. Студенты, обучающиеся с применением ДОТ, после изучения теоретического материала, получают задание на сайте университета.

№1. Структурный анализ механизмов

Решаются задачи по определению числа степеней свободы и числа избыточных связей механизмов.

Число степеней свободы механизма равно числу независимых обобщенных координат, определяющих положение механизма, то есть всех его звеньев относительно стойки.

Если механизм имеет n свободных звеньев, то они имеют $6n$ степеней свободы. При соединении этих звеньев в кинематические пары относительно движение их будет ограничено условиями связи. Пара первого класса налагает одно условие связи, второго класса – два условия связи и т.д.

Общее число условий связи

$$C = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1,$$

где p_5 – число пар пятого класса; p_4 – число пар четвертого класса и т.д.

Тогда число степеней свободы механизма определяется формулой

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (3.5.1)$$

Формула (3.5.1) справедлива для пространственных механизмов.

Число степеней свободы плоского механизма определится по формуле

$$W = 3n - 2p_H - p_B, \quad (3.5.2)$$

где p_H , p_B – число кинематических пар соответственно низших и высших.

Определим число степеней свободы для механизмов, изображенных на рис. 3.5.1, а, б. В составе этих механизмов только низшие пары 5 класса.

У механизма на рис. 3.5.1, а три подвижных звена, $n = 3$. Звенья 0 (стойка) и 1; 1 и 2; 2 и 3 образуют вращательные кинематические пары, звенья 3 и 0 образуют поступательную кинематическую пару. Всего $p_H = 4$.

Механизм плоский, поэтому, используя формулу (3.5.2), получим

$$W = 3n - 2p_H = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1,$$

т. е. рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы.

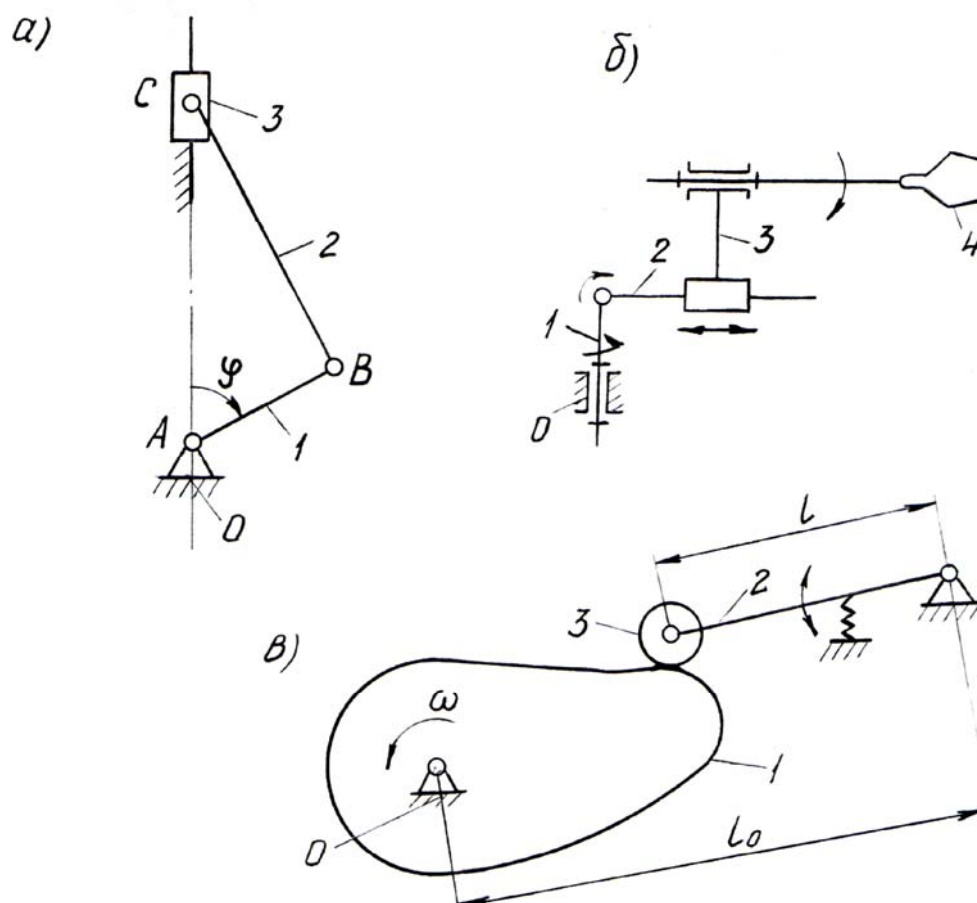


Рис. 3.5.1. Структурные схемы механизмов

У механизма на рис. 3.5.1, б четыре подвижных звена, $n = 4$. Звенья 0 и 1, 1 и 2, 3 и 4 образуют вращательные кинематические пары, звенья 2 и 3 образуют поступательную кинематическую пару. Всего $p_H = 5$. Механизм пространственный, поэтому, используя формулу (3.5.1), получим

$$W = 6n - 5p_H = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 5 = 4.$$

В механизме могут иметь место так называемые местные или «лишние»

степени свободы (подвижности), которые не влияют на передачу движения от входа к выходу.

Определим подвижность кулачкового механизма (рис. 3.5.1, в) по формуле (3.5.2)

$$W = 3n - 2p_H - p_B = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Вторая подвижность связана с вращением ролика вокруг своей оси.

Выявить избыточные связи можно с помощью структурных формул, если в них учесть число избыточных связей. Поскольку избыточные связи повторяют уже имеющиеся в механизме связи, то формулы (3.5.1), (3.5.2) приобретут вид

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + q; \quad (3.5.3)$$

$$W = 3n - 2p_H - p_B + q, \quad (3.5.4)$$

где q – число избыточных связей.

Используем формулу (3.5.3) для анализа четырехзвенного механизма (рис. 3.5.1, а). Механизм имеет одну степень свободы ($W = 1$), три подвижных звена ($n = 3$) и четыре кинематические пары пятого класса ($p_5 = 4$). Поэтому

$$q = W - 6n + 5p_5 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

№2. Кинематический анализ рычажных механизмов

Решаются задачи по определению функций положения и кинематических передаточных функций (аналогов скоростей и ускорений).

Для плоских рычажных механизмов функции положения наиболее просто получить методом замкнутых векторных контуров.

Рассмотрим этот метод на примере кривошипно-ползунного механизма (рис. 3.5.2). Механизм представим в виде векторного контура $ABCA$, в который входят векторы $\vec{l}_1 = \overrightarrow{AB}$, $\vec{l}_2 = \overrightarrow{BC}$ и вектор $\vec{x}_C = \overrightarrow{AC}$. Тогда $\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{x}_C$.

Спроецируем это векторное равенство на оси координат Ax , Ay .

Имеем:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_C; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= 0. \end{aligned} \quad (3.5.5)$$

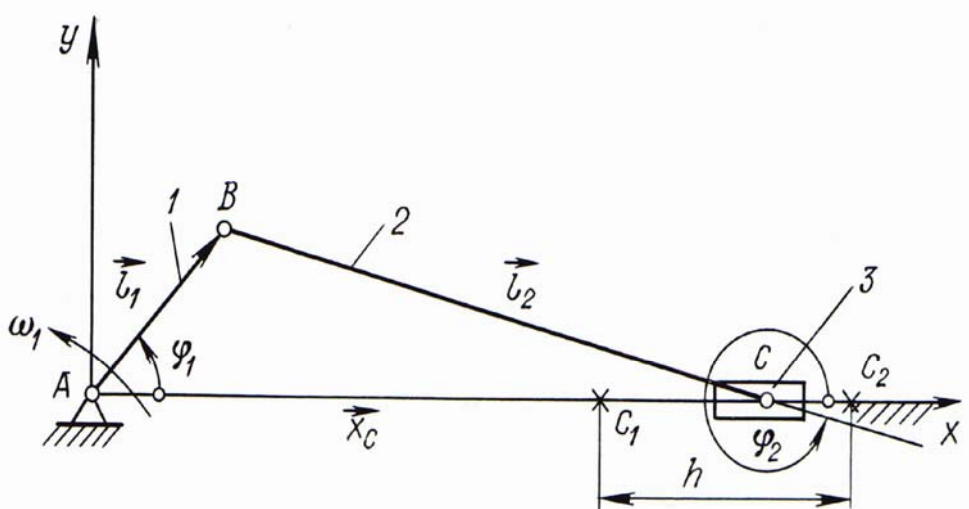


Рис. 3.5.2. Кривошипно-ползунный механизм

В этом механизме можно считать входной координатой угол φ_1 , а выходными – угол φ_2 и координату x_C .

Разрешая систему (3.5.5) относительно φ_2 и x_C , найдем соответствующие функции положения

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \arcsin \left((-l_1 / l_2) \sin \varphi_1 \right); \\ x_C &= l \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - (l_1 / l_2)^2 \sin^2 \varphi_1}. \end{aligned}$$

Найденные функции положения позволяют определить первую и вторую кинематические передаточные функции (аналоги скоростей и ускорений). Для этого необходимо продифференцировать по φ_1 уравнения исходной системы соответственно один и два раза. При первом дифференцировании получим линейную систему уравнений относительно передаточных функций скорости, а при втором – относительно передаточных функций ускорения.

№3. Кинематический анализ планетарных передач

Для кинематического анализа планетарных передач используют формулу для передаточного отношения в обратном движении (формулу Виллиса)

$$u_{i,j}^H = \frac{\omega_i - \omega_H}{\omega_j - \omega_H}. \quad (3.5.6)$$

Эта формула позволяет определить угловые скорости всех звеньев планетарных передач. На практических занятиях рассматриваются простые планетарные передачи с отрицательным и положительным значениями передаточного отношения в обратном движении, зубчатые дифференциалы, планетарные коробки передач, замкнутые дифференциальные передачи. Рассмотрим типовую задачу по определению передаточного отношения замкнутого дифференциала.

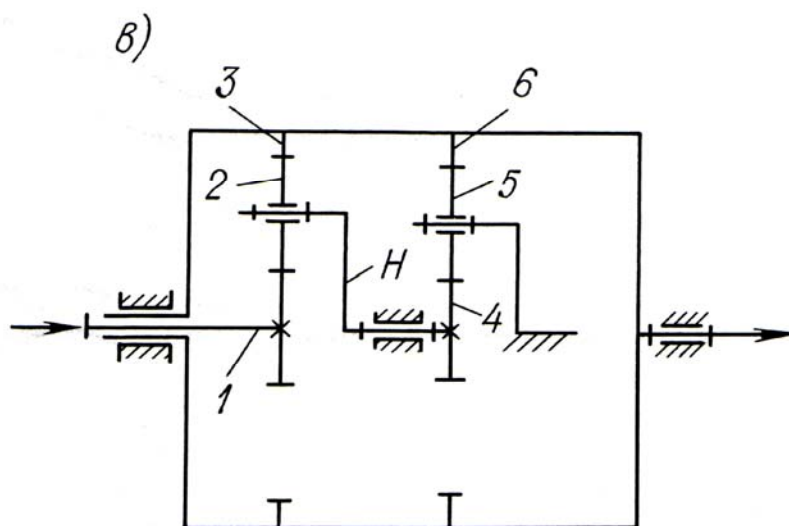


Рис. 3.5.3. Замкнутый дифференциал

Рассмотрим зубчатый дифференциал (рис. 3.5.3). Дифференциальная часть передачи включает зубчатые колеса 1, 2, 3 и водило H . Замыкающая передача состоит из зубчатого колеса 4, жестко сидящего на оси водила, колеса 5 с неподвижной геометрической осью вращения (паразитного) и колеса 6, жестко связанного с колесом 3 дифференциала. В таком варианте исполнения звено

1 – входное, звено 3 – выходное. Образованный механизм имеет одну степень свободы.

Определим передаточное отношение u_{13} . Начнем с рассмотрения дифференциальной части передачи. Используя формулу (6), получим

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (3.5.7)$$

Далее рассмотрим замыкающую передачу, передаточное отношение которой равно

$$u_{46} = \frac{\omega_4}{\omega_6} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (3.5.8)$$

где z_4, z_6 – числа зубьев колес 4, 6; ω_4, ω_6 – угловые скорости колес 4, 6.

Вследствие того, что колесо 4 и водило H , колеса 3 и 6 жестко связаны друг с другом $\omega_H = \omega_4$ и $\omega_3 = \omega_6$. Поэтому (3.5.8) можно представить в виде

$$\frac{\omega_H}{\omega_3} = -\frac{z_6}{z_4}. \quad (3.5.9)$$

Из (3.5.9) найдем ω_H и подставим в (3.5.7)

$$\frac{\omega_1 - \omega_3 \left(-\frac{z_6}{z_4} \right)}{\omega_3 - \omega_3 \left(-\frac{z_6}{z_4} \right)} = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (3.5.10)$$

Из (3.5.10) получим

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = -\frac{z_6}{z_4} - \frac{z_3}{z_1} \left(1 + \frac{z_6}{z_4} \right).$$

№4. Приведение сил и масс

Рассмотрим решение типовой задачи по определению приведенной инерционной характеристики на примере КПМ (рис. 3.5.2). Примем за звено приведения кривошип. Кинетическая энергия звена приведения равна

$$T = \frac{1}{2} I^{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}^2, \quad (3.5.11)$$

где $I^{\text{пр}}$ – искомый приведенный момент инерции; $\omega_{\text{пр}} = \omega_1$ – угловая скорость

звена приведения, в данном случае кривошипа.

Определим кинетическую энергию всех подвижных звеньев механизма.

$$\sum_{i=1}^3 T_i = T_1 + T_2 + T_3,$$

где T_1 , T_2 , T_3 – кинетические энергии соответственно кривошипа, шатуна, ползуна.

$$T_1 = \frac{1}{2} I_{1A} \omega_1^2,$$

где I_{1A} – момент инерции шатуна относительно оси шарнира A .

Для шатуна 2, совершающего плоское движение, по теореме Кёнига, известной из теоретической механики, имеем

$$T_2 = \frac{1}{2} (m_2 v_{s_2}^2 + I_{s_2} \omega_2^2),$$

где m_2 – масса шатуна; I_{s_2} – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр s_2 масс; v_{s_2} – скорость центра масс; ω_2 – угловая скорость шатуна.

Для поступательно перемещающегося ползуна 3 имеем

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 v_c^2,$$

где m_3 – масса ползуна; v_c – скорость ползуна.

В результате получим

$$\sum_{i=1}^3 T_i = \frac{1}{2} (I_{1A} \omega_1^2 + m_2 v_{s_2}^2 + I_{s_2} \omega_2^2 + m_3 v_c^2). \quad (3.5.12)$$

Из равенства (3.5.12) с учетом (3.5.11) определим приведенный момент инерции

$$I^{\text{пр}} = I_{1A} + m_2 \left(\frac{v_{s_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{s_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_c}{\omega_1} \right)^2. \quad (3.5.13)$$

Отношения скоростей, входящие в (3.5.13), называются передаточными отношениями или кинематическими передаточными функциями скоростей, или аналогами скоростей. Эти функции зависят от положения механизма, т. е. от координаты φ_1 .

$$\frac{v_{s_2}}{\omega_1} = \sqrt{(x'_{s_2})^2 + (y'_{s_2})^2}; \quad x'_{s_2} = \frac{d x_{s_2}}{d\varphi_1}; \quad y'_{s_2} = \frac{d y_{s_2}}{d\varphi_1};$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \varphi'_2 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}; \quad \frac{v_c}{\omega_1} = x'_c = \frac{d x_c}{d\varphi_1},$$

где x_{s_2} , y_{s_2} , x_c – координаты, определяющие положения центра масс шатуна и ползуна.

Для определения приведенной (обобщенной) силы используется равенство

$$\sum_{j=1}^k N_j = N^{\text{пр}}, \quad (3.5.14)$$

где $\sum_{j=1}^k N_j$ – сумма мощностей всех внешних сил, действующих на механизм;

$N^{\text{пр}}$ – мощность обобщенной (приведенной) силы.

№5. Решения уравнений движения

Уравнение движения механической системы в энергетической или интегральной форме имеет вид

$$\frac{1}{2} I^{\text{пр}} \omega^2 - \frac{1}{2} I_0^{\text{пр}} \omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M^{\text{пр}} d\varphi, \quad (3.5.15)$$

где $I^{\text{пр}}$, ω_0 – приведенный момент инерции и угловая скорость звена приведения в начальном положении, соответствующем углу φ_0 поворота звена приведения.

$M^{\text{пр}}$ в общем случае является функцией координаты φ , скорости $\dot{\varphi}$, времени t .

Продифференцировав по φ уравнение (3.5.15), получим уравнение движения в дифференциальной форме

$$I^{\text{пр}} \ddot{\varphi} + \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \frac{d I^{\text{пр}}}{d\varphi} = M^{\text{пр}}(\varphi, \dot{\varphi}, t). \quad (3.5.16)$$

Для получения уравнений движения машины необходимо дополнить уравнение (3.5.16) движения механической системы одной из характеристик двигателя.

Рассмотрим типовую задачу. Машина состоит из электродвигателя, передаточного и исполнительного механизмов. Электродвигатель имеет статическую характеристику вида $M_{дс} = a - b \omega_{д}$, где $\omega_{д}$ – угловая скорость ротора двигателя. Момент инерции ротора двигателя равен $I_{д}$. Передаточным механизмом является редуктор с передаточным отношением u_p , а исполнительным – механизм только с вращающимися звеньями, например, барабан. Момент инерции барабана равен $I_{б}$. Приведенный к барабану момент инерции вращающихся звеньев редуктора равен $I_{вр}$. Момент сил сопротивления, приложенный к барабану, постоянен и равен M_c .

Определим скорость ω_y установившегося движения двигателя, время t_p разгона до $\omega_{д} = 0,99 \omega_y$ и зависимость $\omega_{д}(t)$ скорости двигателя от времени в режиме неуправляемого пуска.

Приведем заданные моменты инерции к оси ротора двигателя. После преобразований получим

$$I = I_{\text{д}} + (I_{\text{б}} + I_{\text{вр}}) \frac{1}{u_{\text{р}}^2}.$$

Приведем заданные моменты сил к ротору двигателя. При этом учтем, что мощность момента силы сопротивления, приложенного к барабану, отрицательна. Тогда имеем

$$M = M_{\text{д}} - M_{\text{с}} \frac{1}{u_{\text{р}}}.$$

С учетом статической характеристики двигателя приведенный момент M можно представить в виде

$$M = A \omega_{\text{д}} + B,$$

где $A = -b$; $B = a - M_{\text{с}} \frac{1}{u_{\text{р}}}$.

В рассматриваемом случае уравнение движения принимает вид

$$I \ddot{\phi} = M(\dot{\phi}). \quad (3.5.17)$$

Скорость $\omega_{\text{у}}$ установившегося движения определится из равенства

$$A \omega_{\text{у}} + B = 0. \text{ Откуда } \omega_{\text{у}} = -\frac{B}{A}.$$

Переходные процессы. Поскольку $\dot{\phi} = \omega$, то уравнение (3.5.17) сводится к уравнению первого порядка относительно ω с разделяющимися переменными

ми $I \frac{d\omega}{M(\omega)} = dt$, которое интегрируется в квадратурах

$$I \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{M(\omega)} = \int_{t_0}^t dt. \quad (3.5.18)$$

Исследуем процесс неуправляемого разгона, при котором управляющий сигнал остается постоянным. Начальные условия $t_0 = 0$; $\omega_0 = 0$.

Используя (18), определим время $t_{\text{р}}$ разгона до $\omega_{\text{д}} = 0,99 \omega_{\text{у}}$:

$$t_p = I \int_0^{0,99\omega_y} \frac{d\omega}{A\omega + B} = \frac{I}{A} \ln \left| \omega + \frac{B}{A} \right|_0^{0,99\omega_y} = \frac{I}{A} \ln \left| \frac{0,99\omega_y - \omega_y}{-\omega_y} \right| \cong 4,6 \frac{I}{b}.$$

Определим зависимости $\omega_d(t)$ в режиме разгона

$$t = I \int_0^{\omega_d} \frac{d\omega}{A\omega_d + B} = \frac{I}{A} \ln \left| \omega_d + \frac{B}{A} \right|_0^{\omega_d} = \frac{I}{A} \ln \left| 1 - \frac{\omega_d}{\omega_y} \right|. \quad (3.5.19)$$

Из (19) имеем

$$\left| 1 - \frac{\omega_d}{\omega_y} \right| = \exp\left(\frac{At}{I}\right). \quad (3.5.20)$$

В режиме разгона $\omega_d < \omega_y$, поэтому из (20) следует

$$\omega_d = \omega_y \left(1 - \exp\left(\frac{At}{I}\right) \right). \quad (3.5.21)$$

Поскольку $\omega_d = \dot{\varphi}$, то проинтегрировав (3.5.21), получим зависимость $\varphi(t)$.

№6. Статическое уравновешивание масс плоских механизмов

При статическом уравновешивании масс механизма добиваются того, чтобы главный вектор сил инерции был равен нулю. Для выполнения этого условия необходимо и достаточно так подобрать массы звеньев, чтобы их общий центр масс оставался неподвижным относительно стойки. Это достигается с помощью дополнительных масс – противовесов, устанавливаемых на подвижных звеньях. Подобрать массы противовесов можно с помощью метода заменяющих масс.

Рассмотрим задачу статического уравновешивания шарнирного четырехзвенника (рис. 3.5.4, а), для которого заданы длины подвижных звеньев l_1, l_2, l_3 , их массы и положения центров s_1, s_2, s_3 масс. На первом этапе используем метод заменяющих масс и исходный механизм заменим моделью, состоящей из четырех сосредоточенных масс

$m_{A_1}, m_B, m_C, m_{D_3}$, соединенных жесткими связями (рис. 3.5.4, б).

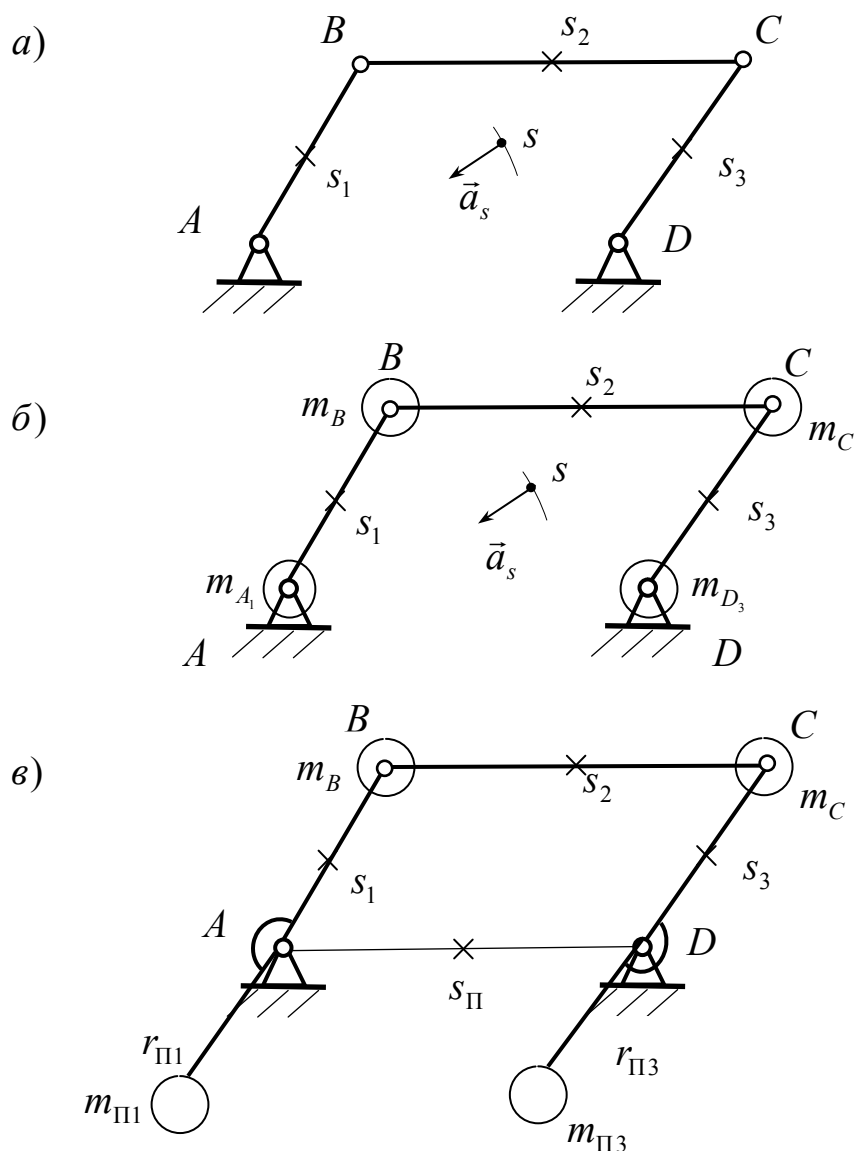


Рис. 3.5.4. Статическое уравнивание масс механизма

Центр масс исходного механизма и полученной системы находится в одной точке s , которая при работе механизма движется с ускорением \vec{a}_s .

Введем дополнительно массы так, чтобы центр s масс переместился в неподвижную точку. Возможны различные решения. Рассмотрим одно из них.

Расположим на продолжении звеньев 1 и 3 противовесы массой $m_{\Pi 1}, m_{\Pi 3}$ (рис. 3.5.4, в) с таким расчетом, чтобы центры масс систем

$m_B, m_{П1}$ и $m_C, m_{П3}$ находились в неподвижных точках A и D . Для этого должны выполняться соотношения

$$m_{П1}r_{П1} = m_B l_1; \quad m_{П3}r_{П3} = m_C l_3, \quad (3.5.22)$$

Где $r_{П1}, r_{П3}$ – расстояния соответственно от точек A, D до центров масс противовесов.

Задавшись размерами $r_{П1}, r_{П3}$, определяем из (3.5.22) $m_{П1}, m_{П3}$. После введения противовесов исходный механизм может быть заменен системой двух масс m_A, m_D , сосредоточенных в неподвижных точках A, D и равных $m_A = m_{A_1} + m_B + m_{П1}; m_D = m_{D_3} + m_C + m_{П3}$. Центр масс $s_{П}$ этой системы также будет расположен в неподвижной точке, находящейся на линии AD .

4. Блок контроля освоения дисциплины

По дисциплине студент очно-заочной и заочной форм обучения выполняет одну контрольную работу, которая включает в себя четыре задачи. Эти задачи составлены по первому и второму разделам дисциплины.

Контрольная работа должна быть выполнена студентом в отдельной ученической тетради, с полями не менее 3 см для замечаний преподавателя. Студенты, занимающиеся с применением ДОТ, могут выполнить работу письменно (для отправки на проверку письменные работы необходимо отсканировать) или в любом текстовом редакторе, поддерживающем ввод формул (в формате .doc или .rtf).

После рецензирования работы студент должен исправить отмеченные ошибки. На зачете по первой части курса студент предъявляет защищенную контрольную работу.

Вариант задач и исходные данные для решения определяются студентом по его шифру и должны соответствовать приведенным в каждой задаче указаниям.

4.1. Задание на контрольную работу и методические указания к ее выполнению

Задача 1

Выполнить структурный анализ заданной схемы манипулятора, заключающийся в определении числа подвижных звеньев, класса кинематических пар, числа степеней свободы и маневренности манипулятора. Вариант схемы манипулятора представлен на рис. 4.1.1 – 4.1.2 и выбирается по последней цифре шифра (табл. 4.1.1).

Таблица 4.1.1

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номер рисунка схемы манипулятора	4.1.1, <i>a</i>	4.1.1, <i>б</i>	4.1.1, <i>в</i>	4.1.1, <i>г</i>	4.1.2, <i>a</i>	4.1.2, <i>б</i>	4.1.2, <i>в</i>	4.1.2, <i>г</i>	4.1.2, <i>д</i>	4.1.2, <i>e</i>

Указания к выполнению задачи 1

1. Обозначить цифрами все звенья. Стойка обозначается цифрой – 0. Звено, которое образует кинематическую пару со стойкой, обозначить цифрой 1, остальные звенья нумеруются в порядке передачи движения.
2. Выписать кинематические пары, указав их класс и наименование. Например, пара (1 – 0), сферический шарнир, низшая пара 3 класса.
3. Определить число степеней свободы манипулятора. Поскольку механизм пространственный, то используется формула А.П. Малышева.
4. Определить маневренность манипулятора. Маневренность – это подвижность манипулятора при фиксированном положении схвата, которая опре-

деляется по формуле А.П. Малышева. Число подвижных звеньев уменьшается при этом на единицу.

Задача 2

В каждом варианте проводится проверка механизма на наличие в нем избыточных связей.

Номер варианта выбирается по предпоследней цифре шифра.

Вариант 0. Кулисный тангенсный механизм (рис. 4.1.3, *a*).

Вариант 1. Механизм с вращающейся кулисой (рис. 4.1.3, *б*). Кинематическая пара «кулиса-камень» является цилиндрической.

Вариант 2. Кулисный синусный механизм (рис. 4.1.3, *в*).

Вариант 3. Кривошипно-ползунный механизм с цилиндрическим ползуном (рис. 4.1.3, *г*).

Вариант 4. Кривошипно-коромысловый механизм (рис. 4.1.3, *д*).

Вариант 5. Шарнир Кардано (рис. 4.1.3, *e*). Вилка с крестом образует разветвленное соединение, состоящее из двух частей. Но это соединение следует рассматривать как одну кинематическую пару, так как обе части изготавливаются на станке с одной установки.

Вариант 6. Кулачковый механизм с роликовым толкателем и силовым замыканием (рис. 4.1.3, *ж*). Механизм, кроме основной, имеет одну местную степень свободы, связанную с вращением ролика вокруг собственной оси, т. е. $W = 2$. Пара ролик-кулачок может быть парой 2 или 1 класса. В последнем случае применяется бочкообразный ролик.

Вариант 7. Кулачковый механизм с коромыслом, приводящим в движение толкатель (рис. 4.1.3, *з*).

Вариант 8. Зубчатая передача с промежуточным колесом (рис. 4.1.3, *и*).

Вариант 9. Однорядная планетарная передача с тремя сателлитами (на схеме, рис. 3, к, указан один сателлит).

Примечание к вариантам 8, 9. В зубчатых передачах коэффициент перекрытия ε всегда больше единицы. Следовательно, в начале и конце линии зацепления одновременно работают две пары зубьев и нагрузка распределяется статически неопределимо. Поэтому имеется избыточная связь в кинематической паре, которая не является вредной, так как зубчатое колесо легко выполнить с достаточной точностью. Эту избыточную связь не следует учитывать при решении задачи. Контакт зубьев в зубчатой паре следует считать линейным. Поэтому зубчатая пара в рассматриваемых механизмах является парой второго класса.

Указания к выполнению задачи 2

Все рассматриваемые в задаче механизмы следует считать пространственными, что объясняется неизбежными неточностями изготовления.

Для определения числа избыточных связей q необходимо использовать формулу А.П. Малышева

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

где q – число избыточных связей в механизме; W – число степеней свободы механизма; n – число подвижных звеньев; $p_5, p_4, p_3 \dots$ – число кинематических пар соответствующего класса.

Во всех вариантах, кроме шестого, механизмы имеют $W = 1$.

После определения числа избыточных связей следует добиться их устранения путем снижения класса кинематических пар.

Последовательность решения задачи определяется рассмотренным ниже примером.

Пример. Задана схема кривошипно-ползунного механизма (рис. 4.1.4, а). Число степеней свободы этого механизма равно единице. Вследствие неточностей изготовления оси шарниров A, B, C непараллельны. Поэтому этот механизм считается пространственным.

1. Обозначим цифрами все звенья. Стойку обозначим цифрой 0. Определяем названия подвижных звеньев: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун.

2. Выписываем кинематические пары, указывая их класс и наименование.

(1 – 0); (2 – 1); (3 – 2) – вращательные кинематические пары 5 класса.

(3 – 0) – поступательная кинематическая пара 5 класса. $p_5 = 4$.

3. Определяем по формуле А.П. Малышева число избыточных связей.

$$q = W - 6n + 5p_5 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

Это означает, что вследствие неточности изготовления при сборке в последней кинематической паре возникнут натяги. Если этой парой является пара ползун-стойка (направляющая), то первый натяг возникает при несовпадении осей ползуна и направляющей, а второй и третий – при угловом несовпадении ползуна и направляющей. Эти избыточные связи требуют большой точности изготовления и сборки механизма.

Для устранения избыточных связей снизим класс пары (2 – 1), выполнив ее цилиндрической, и пары (2 – 3), выполнив ее сферической (рис. 4.1.4, б).

Поскольку цилиндрическая пара является парой 4 класса, а сферическая – 3 класса, то число избыточных связей становится равным нулю:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0.$$

Механизм без избыточных связей называют рациональным или самоустанавливающимся механизмом.

Задача 3

Для указанных кинематических схем шестизвенных кулисных механизмов определить:

а) функцию положения выходного звена механизма;

б) скорость выходного звена для заданного значения угла поворота входного звена графическим и аналитическим методами.

Кинематическая схема выбирается по предпоследней цифре шифра (табл.4.1.2), а вариант числовых значений – по последней (табл. 4.1.3).

Таблица 4.1.2

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номер рисунка кинематической схемы	4.1.1 0	4.1.6	4.1.7	4.1.8	4.1.9	4.1.1 0	4.1.6	4.1.7	4.1.8	4.1.9

Таблица 4.1.3

Номер рисунка кинематической схемы	Параметры	Последняя цифра шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Все рисунки	l_{AB} , мм	170	110	100	150	170	140	130	160	160	210
4.1.6, 4.1.9	l_{CD} , мм	750	540	600	700	800	700	670	720	810	800
4.1.10	l_{CD} , мм	150	120	80	150	180	140	130	150	180	120

4.1.10	$l_{DE}, \text{ мм}$	400	210	250	240	330	350	320	380	450	210
Все рисунки	$l_0, \text{ мм}$	400	350	360	450	460	450	400	450	420	460
Все, кроме 4.1.10	$l, \text{ мм}$	800	600	620	800	870	720	600	780	850	870
Все рисунки	$\varphi_1, \text{ град}$	30	60	120	150	210	240	300	330	50	100
	$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	1,0	2,0	2,5	3,0	1,5	2,0	1,0	3	2	1,5

Указания к выполнению задачи 3

Входным звеном рассматриваемых механизмов является кривошип, а выходным – ползун или поступательно перемещающаяся кулиса. В зависимости от заданной системы координат определяется функция положения $x(\varphi_1)$ или $y(\varphi_1)$.

Для решения задачи целесообразно использовать метод замкнутых векторных контуров. С каждым звеном связывают вектор. Направление вектора \vec{l}_i определяется углом φ_i , который отсчитывается от положительного направления оси x . Решая уравнения замкнутости векторных контуров, определяют искомые функции.

Продифференцировав по φ_1 функцию положения, находят кинематические передаточные функции скорости (аналоги скорости) ползуна

$$x'(\varphi_1) = \frac{dx}{d\varphi_1} \quad \text{или} \quad y'(\varphi_1) = \frac{dy}{d\varphi_1},$$

а затем и скорости v

$$v = x' \omega_1 \quad \text{или} \quad v = y' \omega_1, \quad (4.1.1)$$

где ω_1 – заданная угловая скорость кривошипа.

При графическом определении скорости ползуна для заданного положения механизма строят план скоростей.

Пример. Задана кинематическая схема шестизвенного кулисно-тангенсного механизма (рис. 4.1.5), включая стойку 0, кривошип 1, камень 2, кулису 3, камень 4 и кулису 5. Входное звено – кривошип – вращается с постоянной скоростью ω_1 . Кулиса 3 совершает качательное движение. Выходное звено – поступательно перемещающаяся кулиса 5. Необходимо определить функцию положения $y_E(\varphi_1)$ точки E , лежащей на оси кулисы; скорость v_E аналитическим и графическими методами для заданного значения угла поворота кривошипа, который отсчитывается от положительного направления оси x .

1. Определим функцию положения $y_E(\varphi_3)$.

Очевидно,

$$y_E = l_{CD} \sin \varphi_3, \quad (4.1.2)$$

где l_{CD} – длина кулисы, φ_3 – угол, определяющий положение кулисы, который, как и φ_1 , отсчитывается от положительного направления оси x .

Для определения угла φ_3 рассмотрим векторный контур ABC , в который входят вектор \vec{l}_1 , направленный по звену 1, вектор \vec{l}_3 , направленный по звену 3, и вектор \vec{l}_0 , лежащий на оси x . В соответствии с выбранными направлениями векторов составляем векторное уравнение

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_1 = \vec{l}_3, \quad (4.1.3)$$

которое проецируем на оси координат Ax , Ay

$$-l_0 + l_1 \cos \varphi_1 = l_3 \cos \varphi_3, \quad (4.1.4)$$

$$l_1 \sin \varphi_1 = l_3 \sin \varphi_3. \quad (4.1.5)$$

Из уравнения (4.1.5) находим

$$l_3 = l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_3}$$

и подставляем найденное значение в уравнение (4). В результате получим

$$-l_0 + l_1 \cos \varphi_1 = l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\operatorname{tg} \varphi_3}. \quad (4.1.6)$$

Из уравнения (4.1.6) находим $\operatorname{tg} \varphi_3$:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_0}.$$

При определении угла φ_3 следует учесть, что для функции $\operatorname{arctg} \varphi_3$ главные значения меняются только в пределах $\pm 90^\circ$. В рассматриваемом примере кулиса 3 совершает возвратно-вращательное движение и угол φ_3 меняется в пределах $90^\circ < \varphi_3 < 270^\circ$. Поэтому значение угла φ_3 следует определить по формуле

$$\varphi_3 = \pi + \operatorname{arctg} \left(\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_0} \right). \quad (4.1.7)$$

Подставив (7) в (2), получим функцию положения точки E кулисы 5

$$y_E(\varphi_1) = l_{CD} \sin \left[\pi + \operatorname{arctg} \left(\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_0} \right) \right].$$

В вариантах по рис. 4.1.10 для определения функции положения точки E необходимо рассмотреть еще и векторный контур CDE .

2. Определим кинематическую передаточную функцию скорости (аналог скорости) точки E . Для этого продифференцируем обе части уравнения (4.1.2) по φ_1

$$y'_E = \frac{d y_E}{d \varphi_1} = l_{CD} \cos \varphi_3 \cdot \varphi'_3,$$

$$\begin{aligned} \text{где } \varphi'_3 &= \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \left[\pi + \arctg \left(\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_0} \right) \right] = \frac{1}{1 + [l_1 \sin \varphi_1 / (l_1 \cos \varphi_1 - l_0)]^2} \times \\ &\times \frac{d}{d\varphi_1} [l_1 \sin \varphi_1 / (l_1 \cos \varphi_1 - l_0)] = \frac{1}{1 + [l_1 \sin \varphi_1 / (l_1 \cos \varphi_1 - l_0)]^2} \times \\ &\times \frac{l_1 \cos \varphi_1 (l_1 \cos \varphi_1 - l_0) + l_1 \sin \varphi_1 l_1 \sin \varphi_1}{(l_1 \cos \varphi_1 - l_0)^2} \end{aligned}$$

или окончательно

$$\varphi'_3 = \frac{1 - \lambda \cos \varphi_1}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = l_0 / l_1$.

3. Для заданного значения угла φ_1 определим скорость v_E точки E по формуле (4.1.1).

4. При графическом определении v_E строится план скоростей.

Задача 4

Определить передаточное отношение зубчатого механизма и угловую скорость выходного звена. Заданы числа зубьев колес и угловая скорость входного звена. Незаданные значения чисел зубьев определить из условия соосности механизма, считая все колеса нулевыми, а их модули одинаковыми.

Номер варианта схемы механизма выбирается по последней цифре шифра.

Вариант 0. В четырехскоростной планетарной коробке передач (рис. 4.1.11, табл. 4.1.4) при первой передаче включаются тормоза T_1 и T_2 , при второй – тормоз T_1 и муфта M_2 , при третьей – тормоз T_2 и муфта M_1 , при четвертой – муфты M_1 и M_2 . Определить передаточные отношения и угловую скорость вала H_2 при различных передачах.

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	25	24	22	21	20	19	18	17	26	27
z_3	91	96	88	85	76	88	90	92	93	94
z_4	90	96	86	85	90	92	94	96	98	100
z_6	46	48	42	40	35	32	28	29	30	27
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	300	280	270	290	250	270	280	290	300	320

Вариант 1. Для двухскоростной планетарной коробки передач (рис. 4.1.12, табл. 4.1.5) определить передаточное отношение $u_{1,6}$ и угловую скорость колеса б:

- а) при закреплённом водиле H_1 (первая передача);
 б) при закреплённом водиле H_2 (вторая передача).

Таблица 4.1.5

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	17	20	17	21	17	18	20	17	18	17
z_3	35	40	36	40	36	36	42	40	38	43
z_4	24	17	18	17	18	20	17	18	17	18
z_6	30	38	36	40	37	38	45	39	45	40
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	70	90	150	300	150	90	70	90	150	300

z_2	38	40	42	45	38	50	40	45	50	60
z_3	96	98	100	110	105	120	130	140	150	160
$z_{3'}$	17	18	19	20	21	22	24	25	18	17
z_4	34	35	36	37	38	39	40	35	34	34
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	300	280	250	200	150	120	180	170	200	300

Вариант 4. Для двухскоростной планетарной коробки передач (рис. 4.1.15, табл. 4.1.8) определить передаточное отношение $u_{H,1}$ и угловую скорость колеса 1:

- а) при закреплённом колесе 3 (первая передача);
б) при закреплённом колесе 4 (вторая передача).

Таблица 4.1.8

Пара- метры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	32	35	39	44	45	48	46	43	40	30
z_2	16	17	18	20	22	23	18	17	21	25
z_3	18	20	25	24	27	29	22	23	26	20
z_4	34	38	42	46	48	50	49	46	45	35
$\omega_H, \text{с}^{-1}$	250	300	150	200	300	250	150	200	300	250

Вариант 5. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 4.1.16, табл. 4.1.9) определить передаточное отношение от входного звена 1 к валу подвижного корпуса, с которым жестко связаны: водило H дифференциальной части корпуса редуктора и колесо 5 замыкающей передачи, и угловую скорость подвижного корпуса.

Таблица 4.1.9

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1 = z_2' = z_3'$	18	19	20	21	17	22	24	25	26	27
$z_2 = z_4$	44	46	48	40	45	42	43	45	46	47
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	150	100	120	160	180	200	250	300	220	130

Вариант 6. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 4.1.17, табл. 4.1.10) определить передаточное отношение от входного звена 1 к валу подвижного корпуса, с которым жестко связаны: водило H дифференциальной части корпуса редуктора и колесо 5 замыкающей передачи, и угловую скорость подвижного корпуса.

Таблица 4.1.10

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1 = z_2' = z_3'$	17	18	19	20	21	21	20	19	18	17
$z_2 = z_4$	34	36	38	39	40	42	41	43	44	45

ω_1, c^{-1}	200	150	180	160	250	300	150	170	190	140
---------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Вариант 7. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 4.1.18, табл. 4.1.11) определить передаточное отношение от входного звена 1 к валу подвижного корпуса, с которым жестко связаны колесо 3 дифференциальной части корпуса редуктора и колесо 3' замыкающей передачи, и угловую скорость подвижного корпуса.

Таблица 4.1.11

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1 = z_4$	25	24	23	22	21	20	17	18	19	26
$z_2 = z_5$	44	32	34	36	38	45	45	46	44	40
ω_1, c^{-1}	100	120	130	150	180	200	220	250	300	290

Вариант 8. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 4.1.19, табл. 4.1.12) определить передаточное отношение от входного звена 1 к валу подвижного корпуса, с которым жестко связаны колесо 3 дифференциальной части корпуса редуктора и колесо 3' замыкающей передачи, и угловую скорость подвижного корпуса.

Таблица 4.1.12

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1 = z_2' = z_5$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26

$z_2 = z_4$	45	44	46	48	40	43	44	43	46	47
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	300	280	250	210	220	200	250	270	150	100

Вариант 9. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора (рис. 4.1.20, табл. 4.1.13) определить передаточное отношение от входного звена 1 к валу подвижного корпуса, с которым жестко связаны: водило H дифференциальной части корпуса редуктора и колесо 5 замыкающей передачи, и угловую скорость подвижного корпуса.

Таблица 4.1.13

Параметры	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1 = z_4$	17	18	19	20	21	25	18	26	27	22
$z_2 = z_{3'}$	45	46	42	42	40	42	45	38	40	42
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	300	270	250	100	180	220	200	150	120	130

Указания к выполнению задачи 4

1. В вариантах 0, 1, 2, 3 коробка передач представляет собой последовательное соединение двух механизмов. Общее передаточное отношение от входного к выходному звену равно произведению передаточных отношений каждого из механизмов. Для успешного решения задачи полезно составить схемы передачи движения от входного к выходному звену для каждой передачи.

2. В варианте 4 при закрепленных 3 или 4 колесах получается простая планетарная передача [3], с. 56 – 57.

3. Анализ замкнутого дифференциального редуктора варианты 5, 6, 7, 8, 9 целесообразно начать с выяснения его структуры. Все заданные схемы представляют собой параллельное соединение зубчатого дифференциала и замыкающей зубчатой передачи, которая связывает два звена дифференциала, имеющие неподвижные геометрические оси вращения.

Следует записать выражения для передаточных отношений:

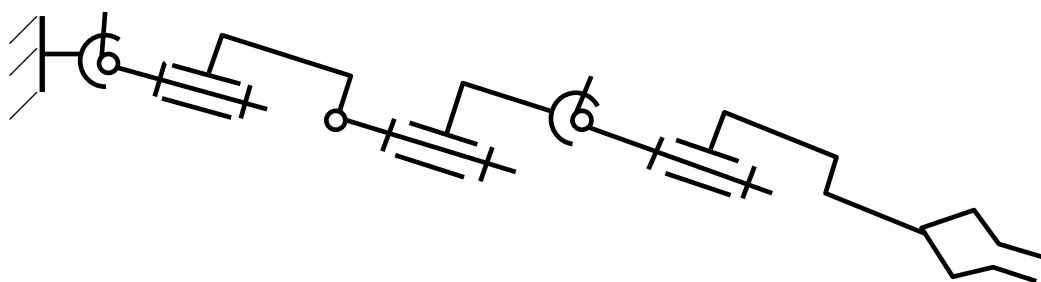
- а) зубчатого дифференциала в обратном движении;
- б) замыкающей передачи.

Решая их совместно, можно определить передаточное отношение редуктора и угловую скорость выходного звена.

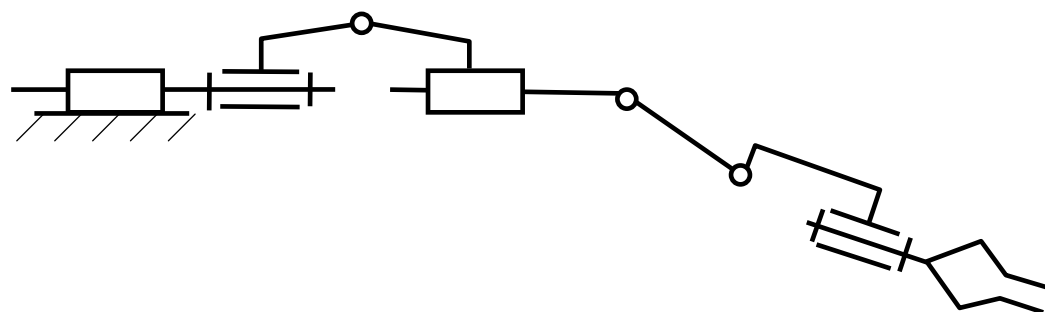
Анализ такого рода схем выполнен в [3], с. 60 – 61.

4. Условие соосности заключается в том, что оси центральных колес в соответствующих механизмах должны совпадать. Поскольку считаем все колеса нулевыми, то при составлении условий соосности межосевые расстояния выражаем через диаметры делительных окружностей [3], с. 63.

а)



б)



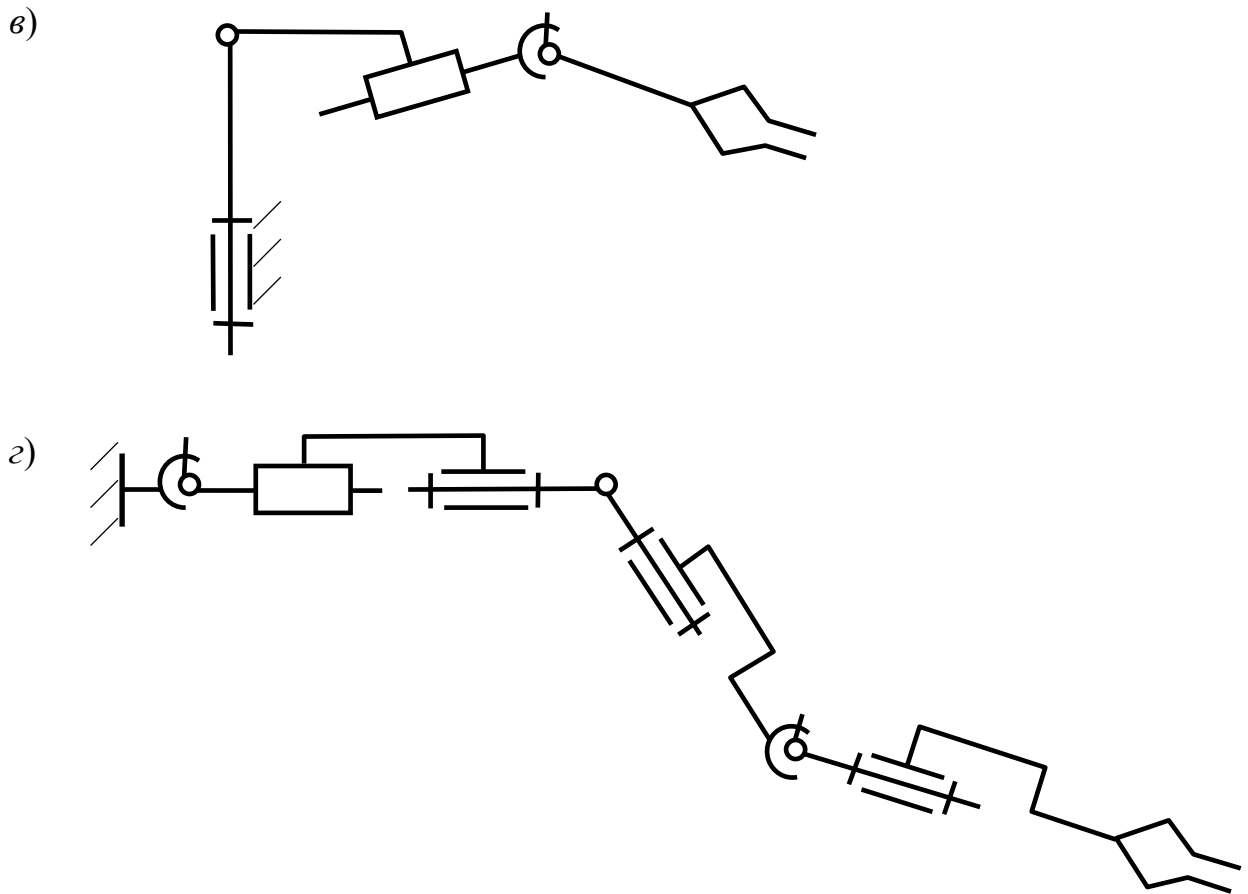


Рис. 4.1.1. Схемы манипуляторов (задача 1)

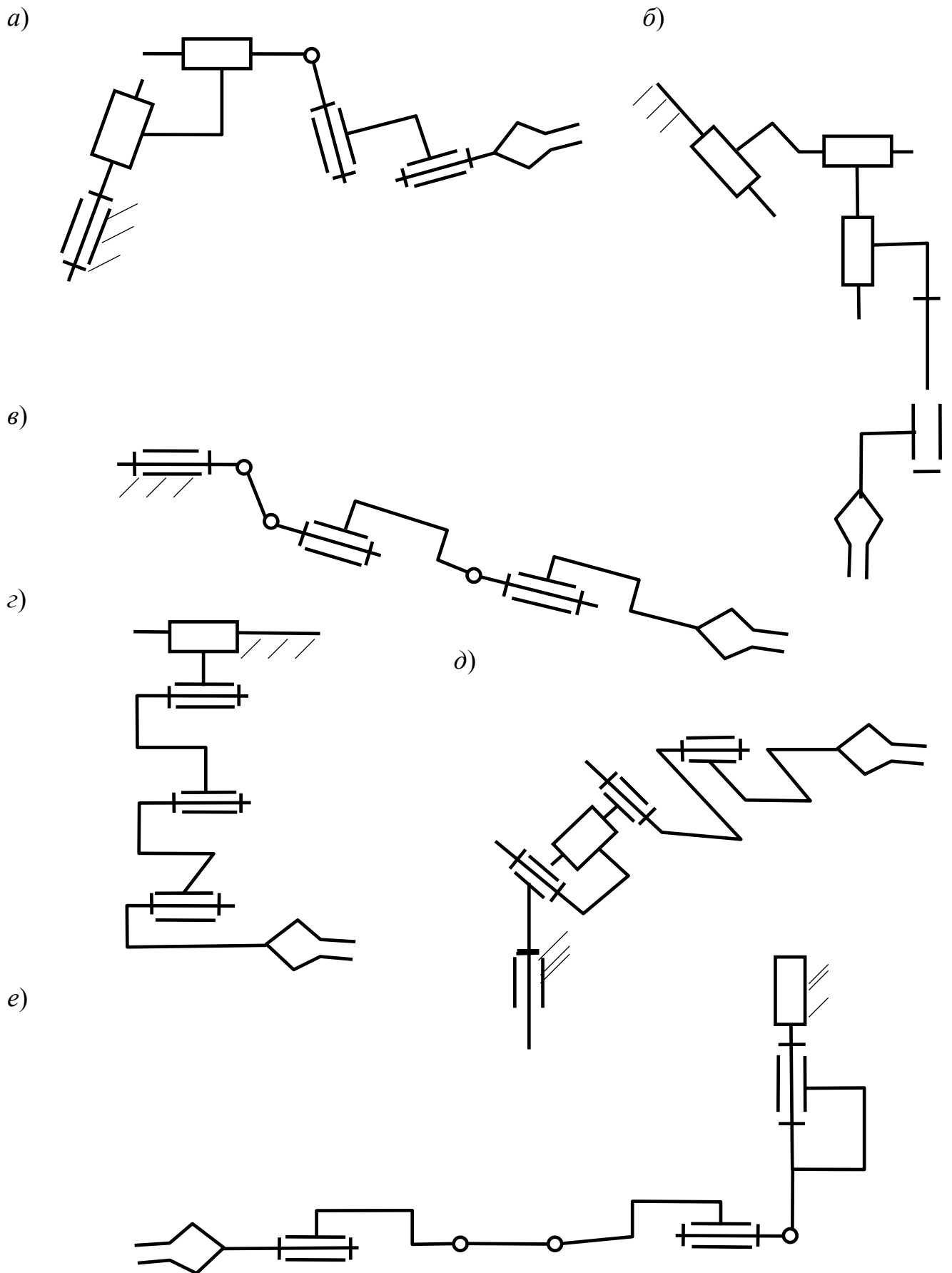


Рис. 4.1.2. Схемы манипуляторов (задача 1)

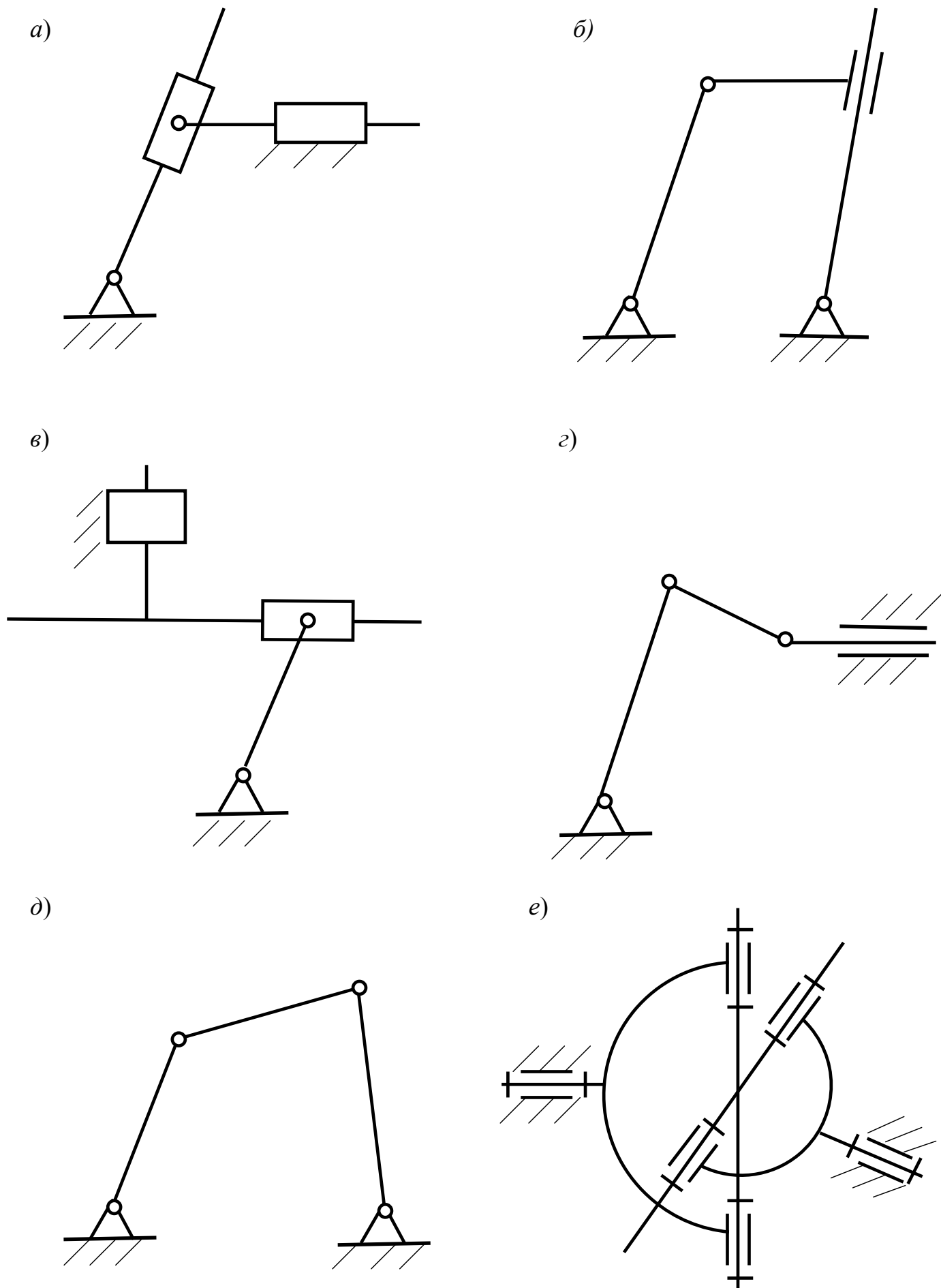
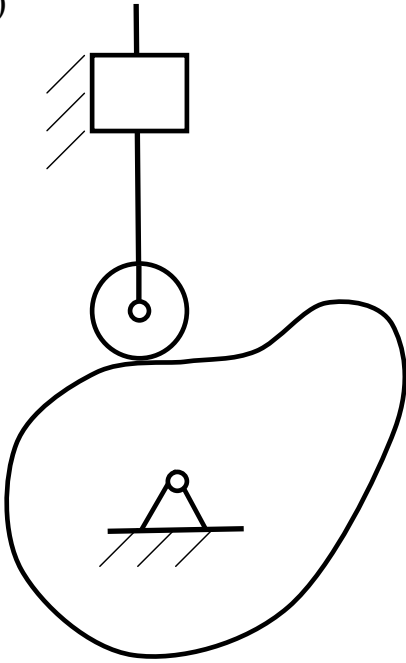
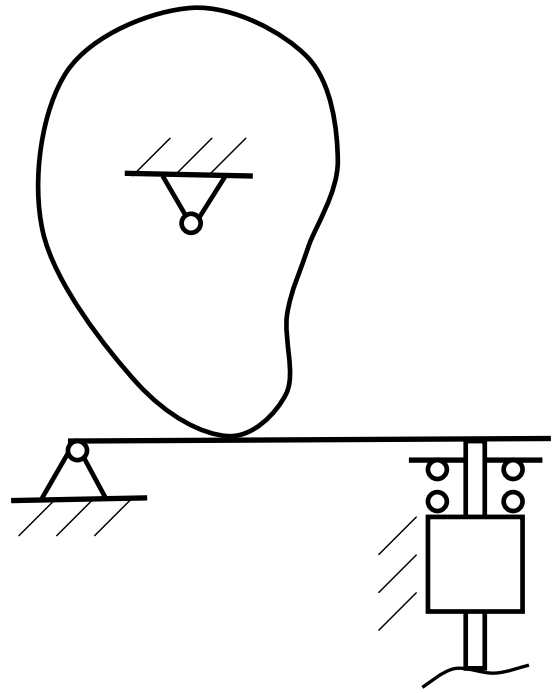


Рис. 4.1.3. Механизмы с избыточными связями (начало) (задача 2)

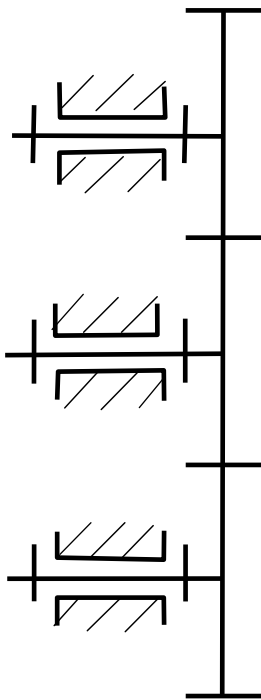
жс)



з)



и)



к)

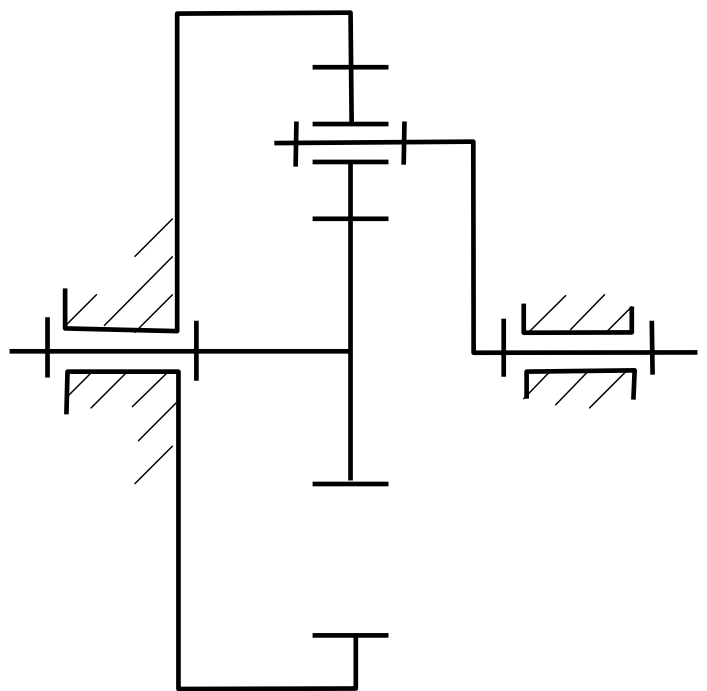
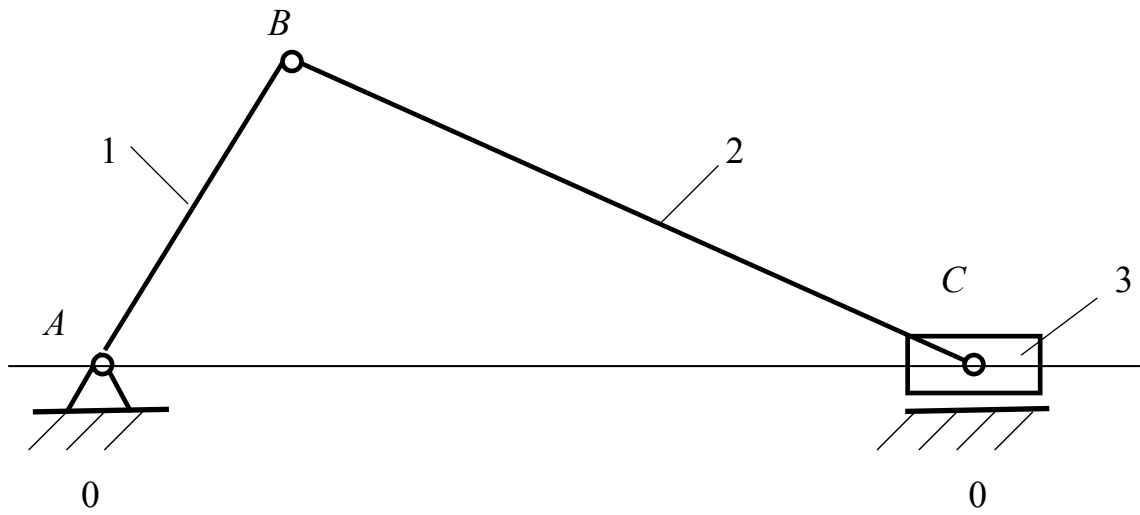


Рис. 4.1.3 (окончание) (задача 2)

a)



б)

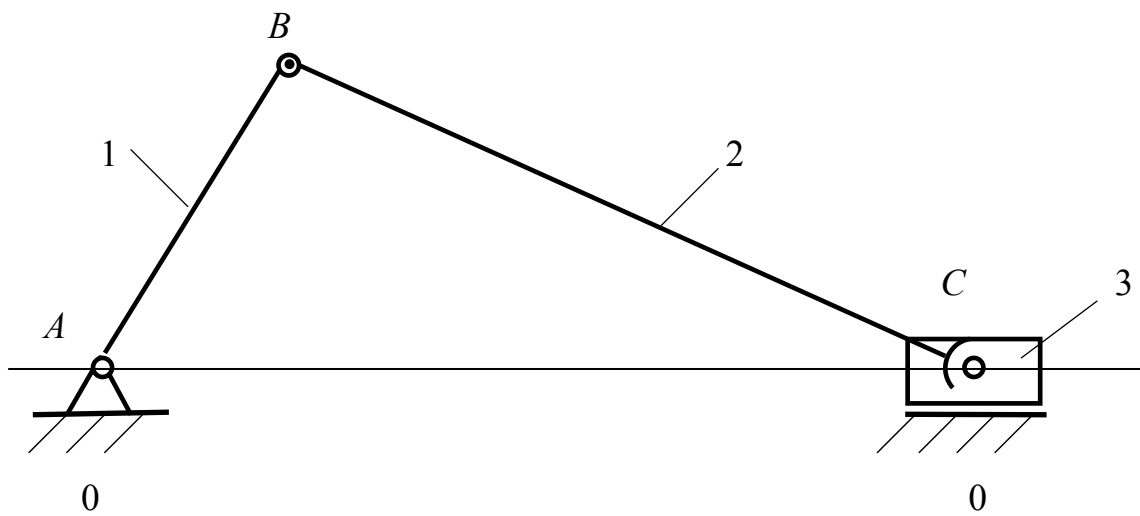


Рис. 4.1.4. Схема кривошипно-ползунного механизма с избыточными связями (а) и без избыточных (б) связей

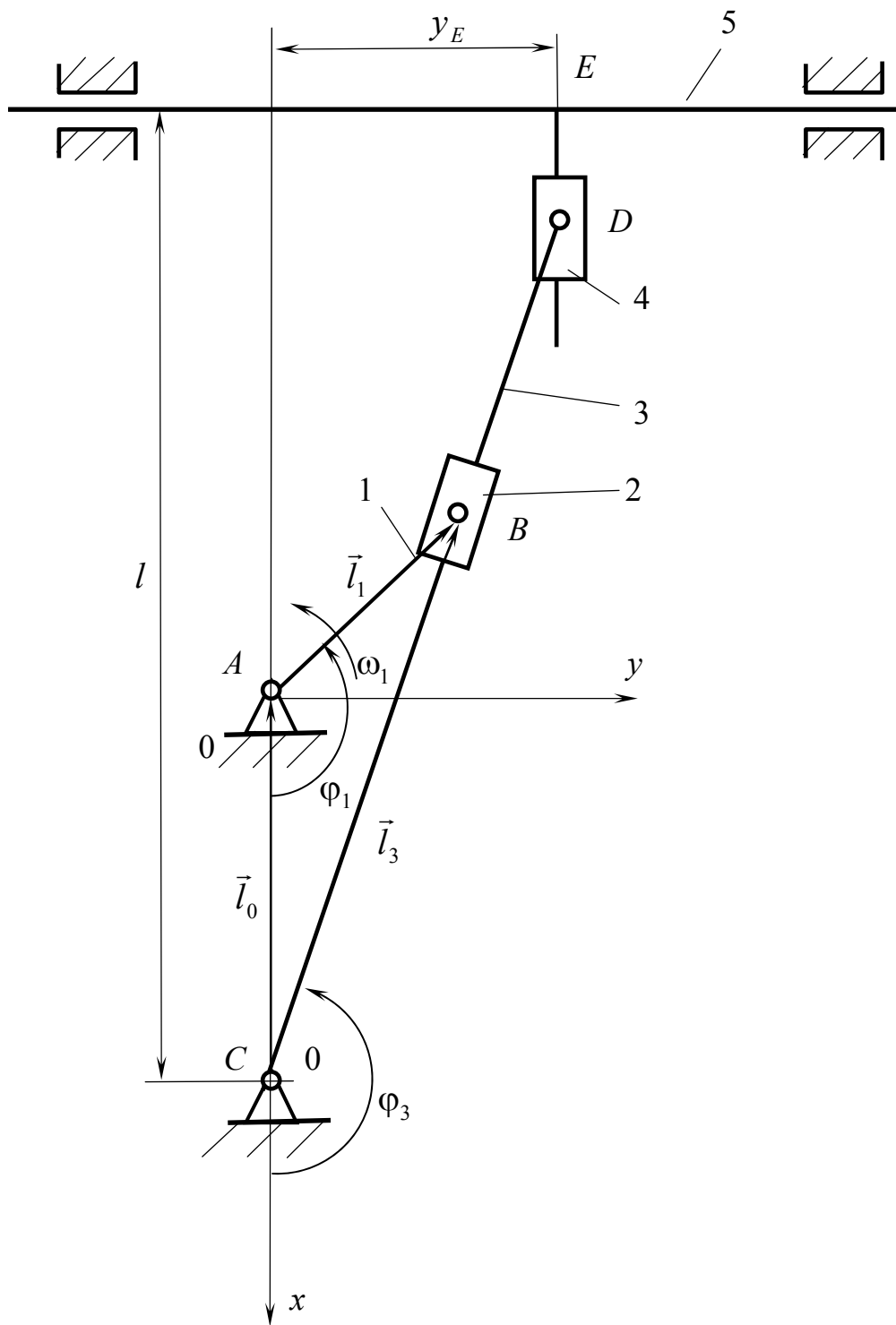


Рис. 4.1.5. Схема к задаче 3

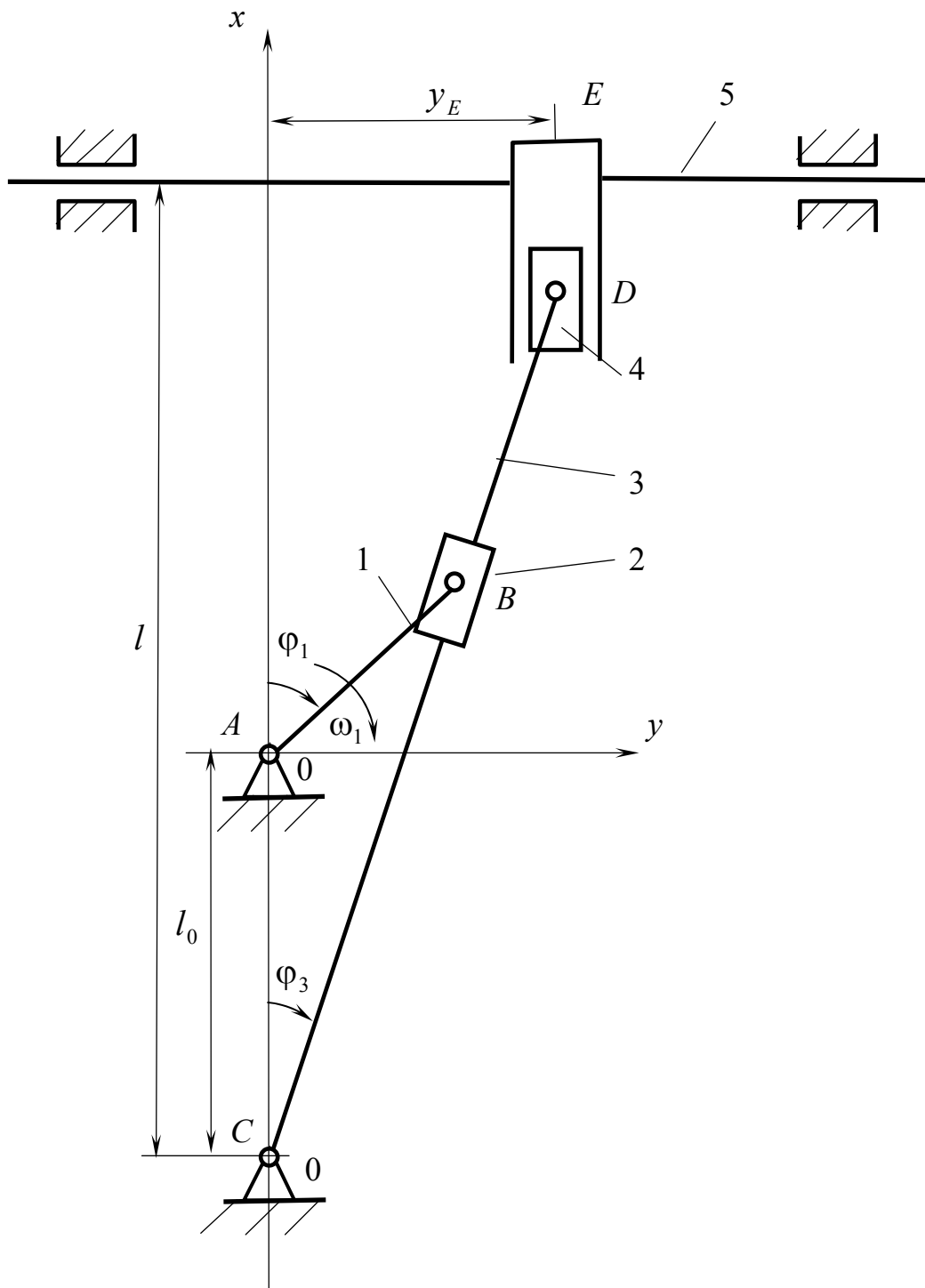


Рис. 4.1.6. Схема к задаче 3

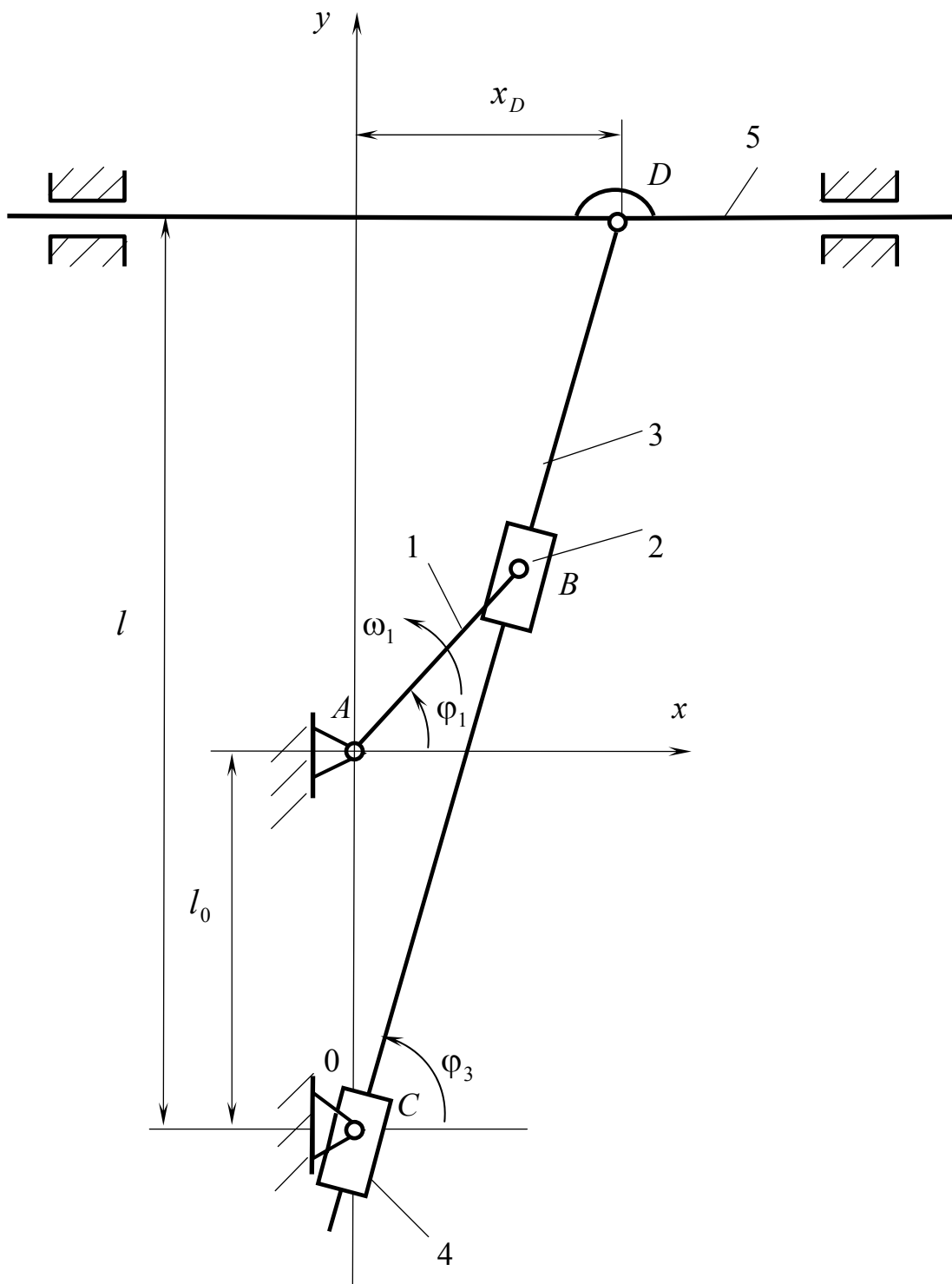


Рис. 4.1.7. Схема к задаче 3

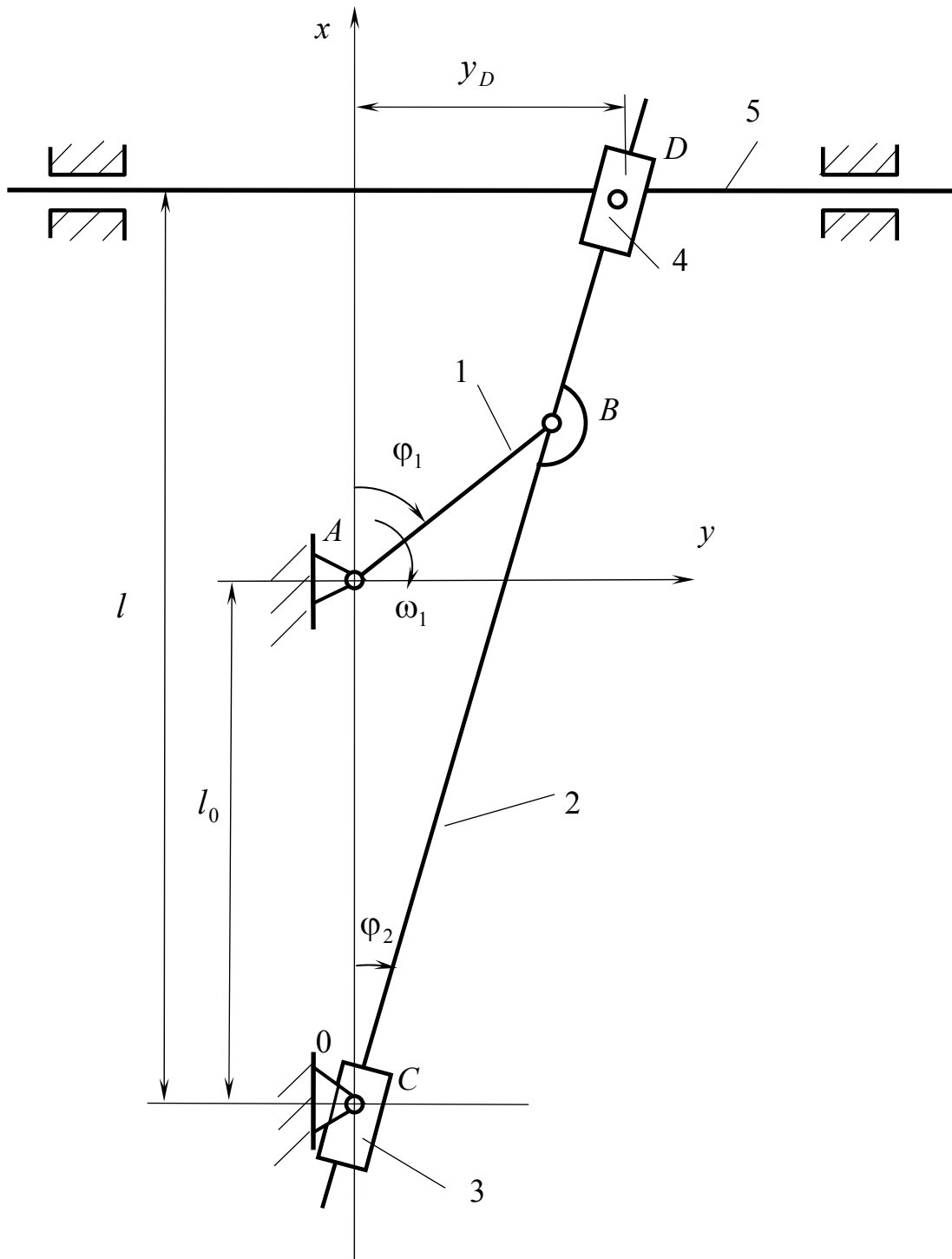


Рис. 4.1.8. Схема к задаче 3

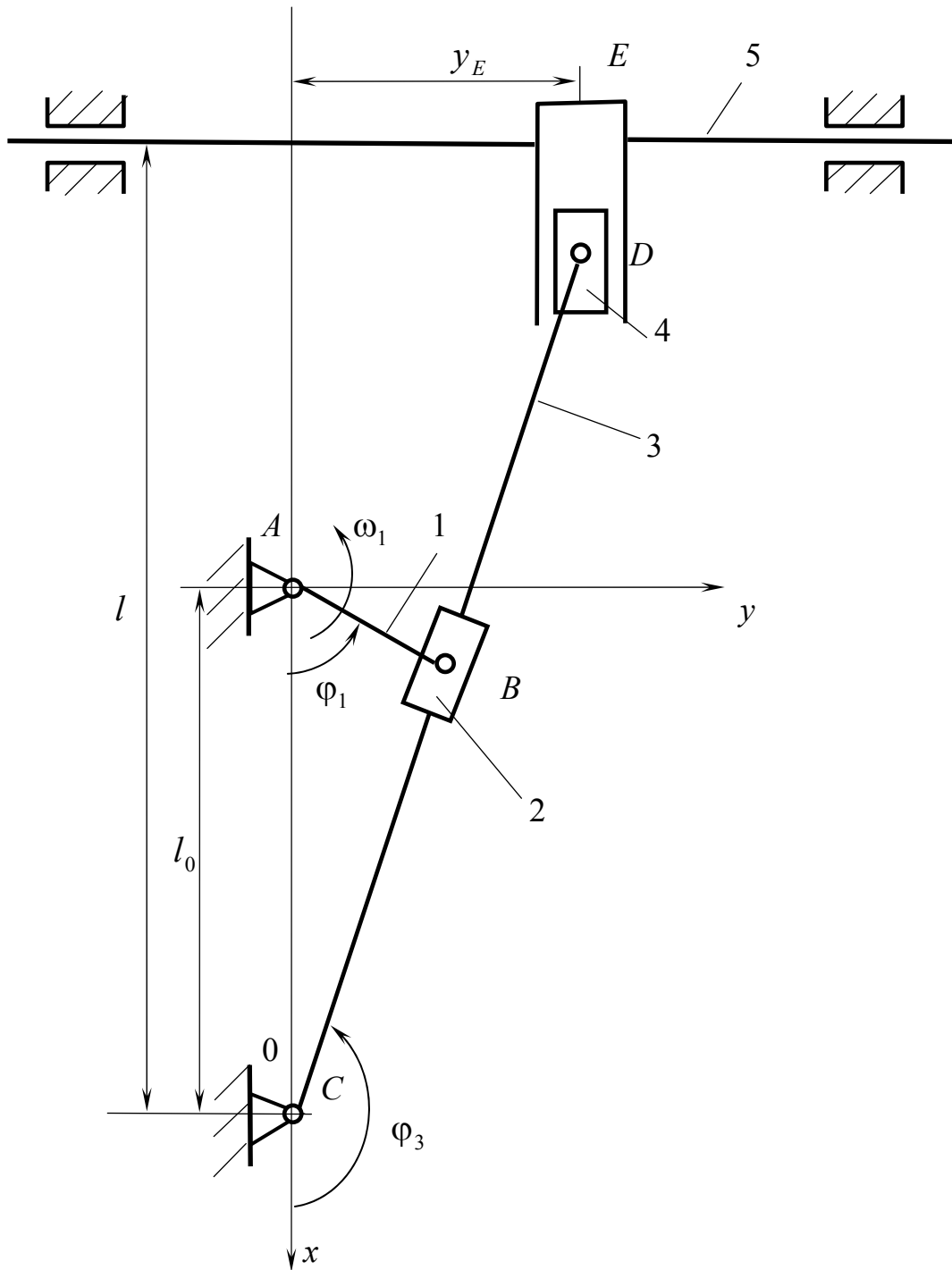


Рис. 4.1.9. Схема к задаче 3

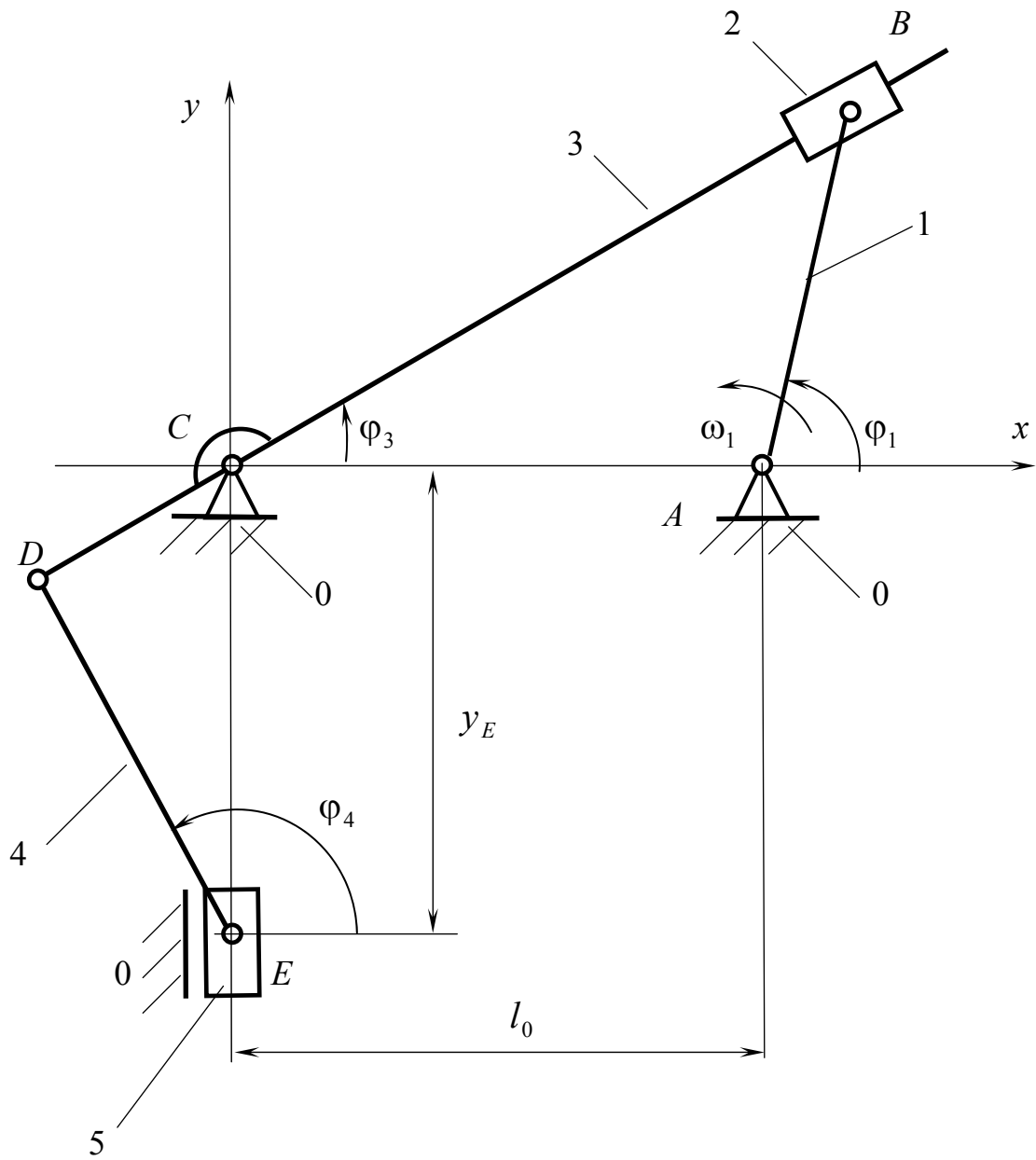


Рис. 4.1. 10. Схема к задаче 3

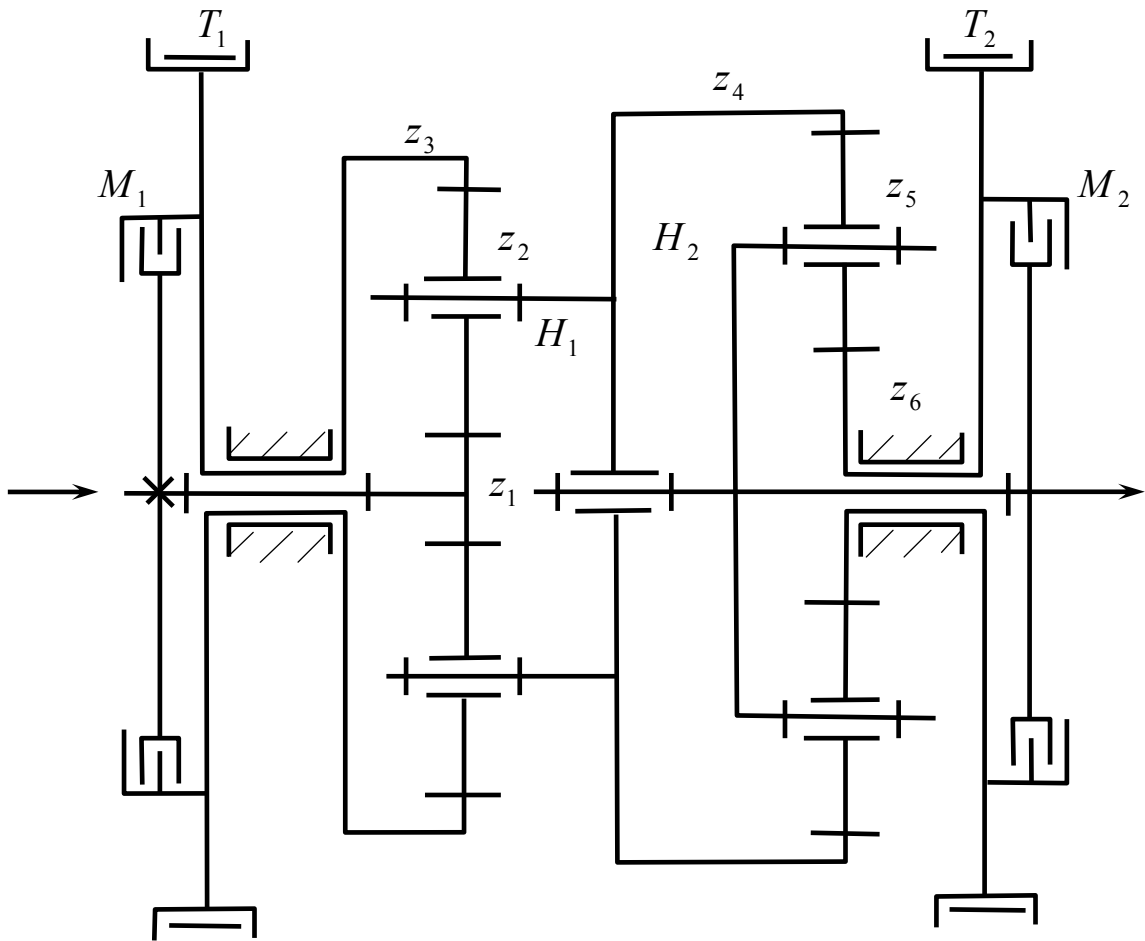


Рис. 4.1.11. Схема к задаче 4

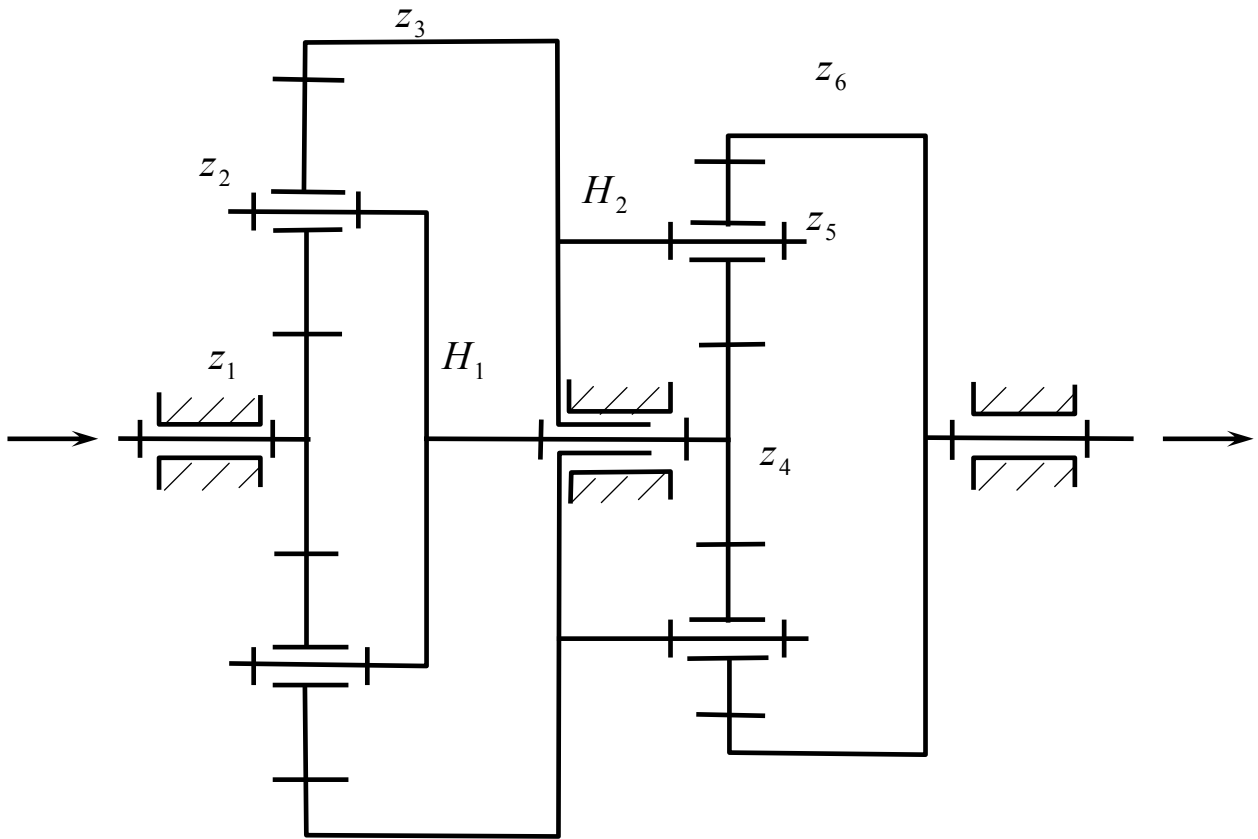


Рис. 4.1.12. Схема к задаче 4

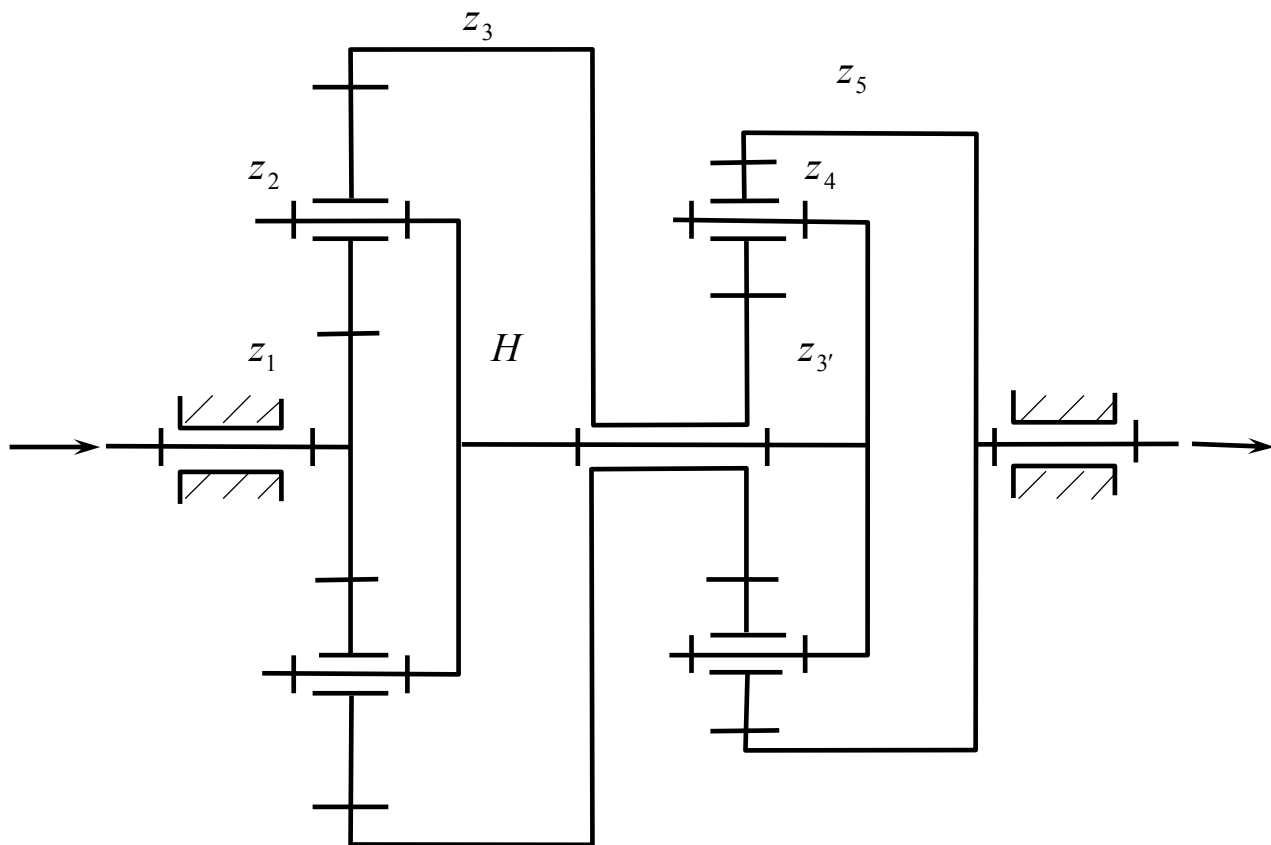


Рис. 4.1.13. Схема к задаче 4

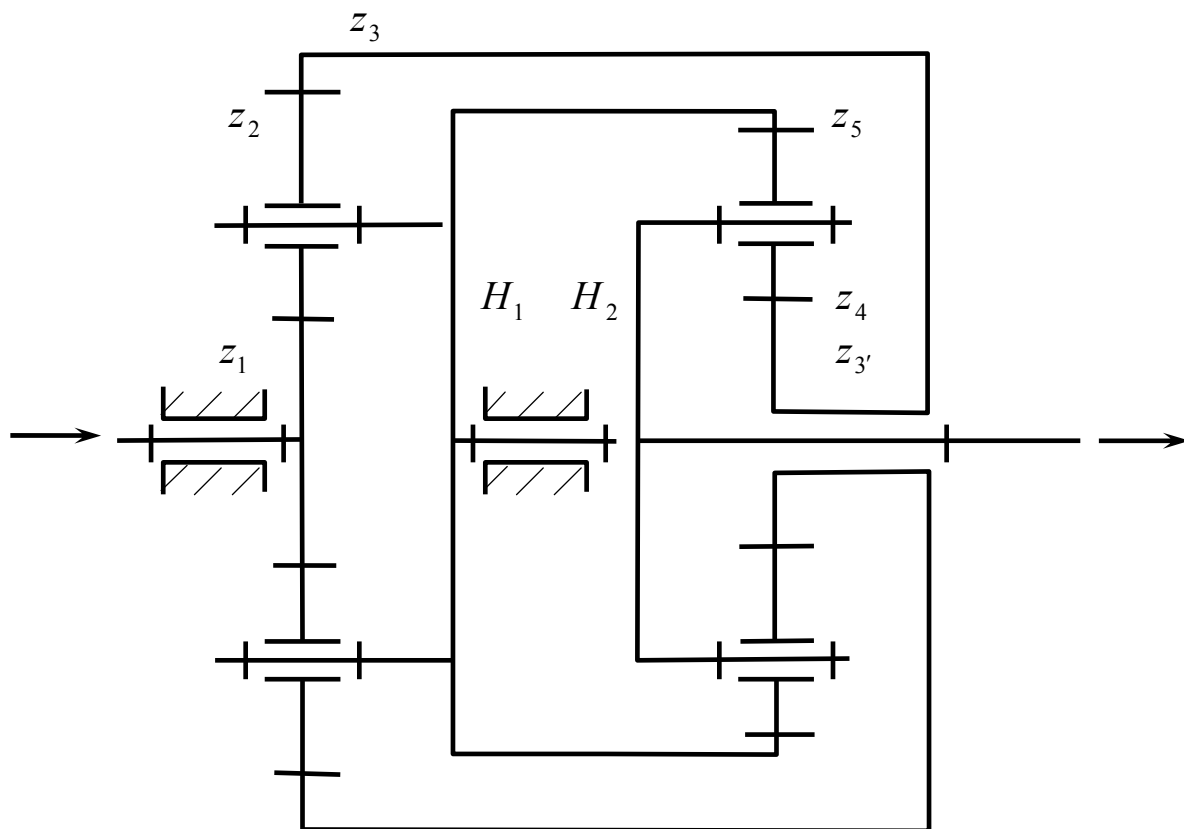


Рис. 4.1.14. Схема к задаче 4

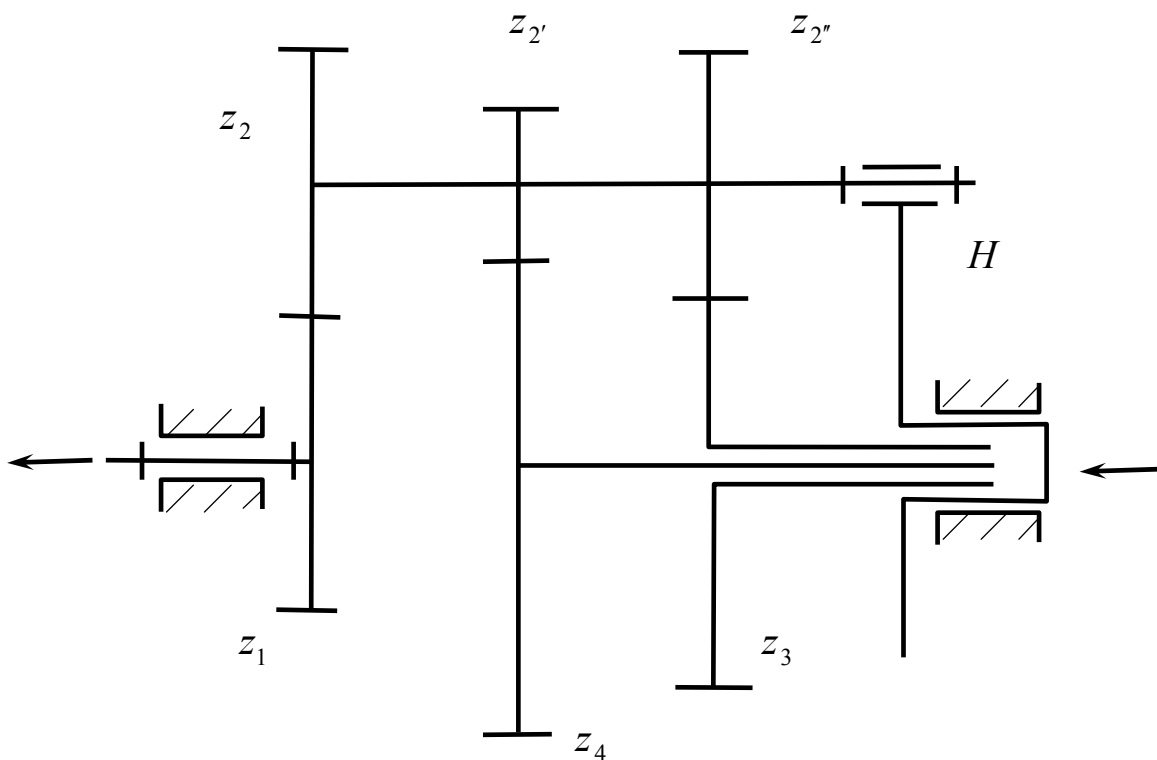


Рис. 4.1.15. Схема к задаче 4

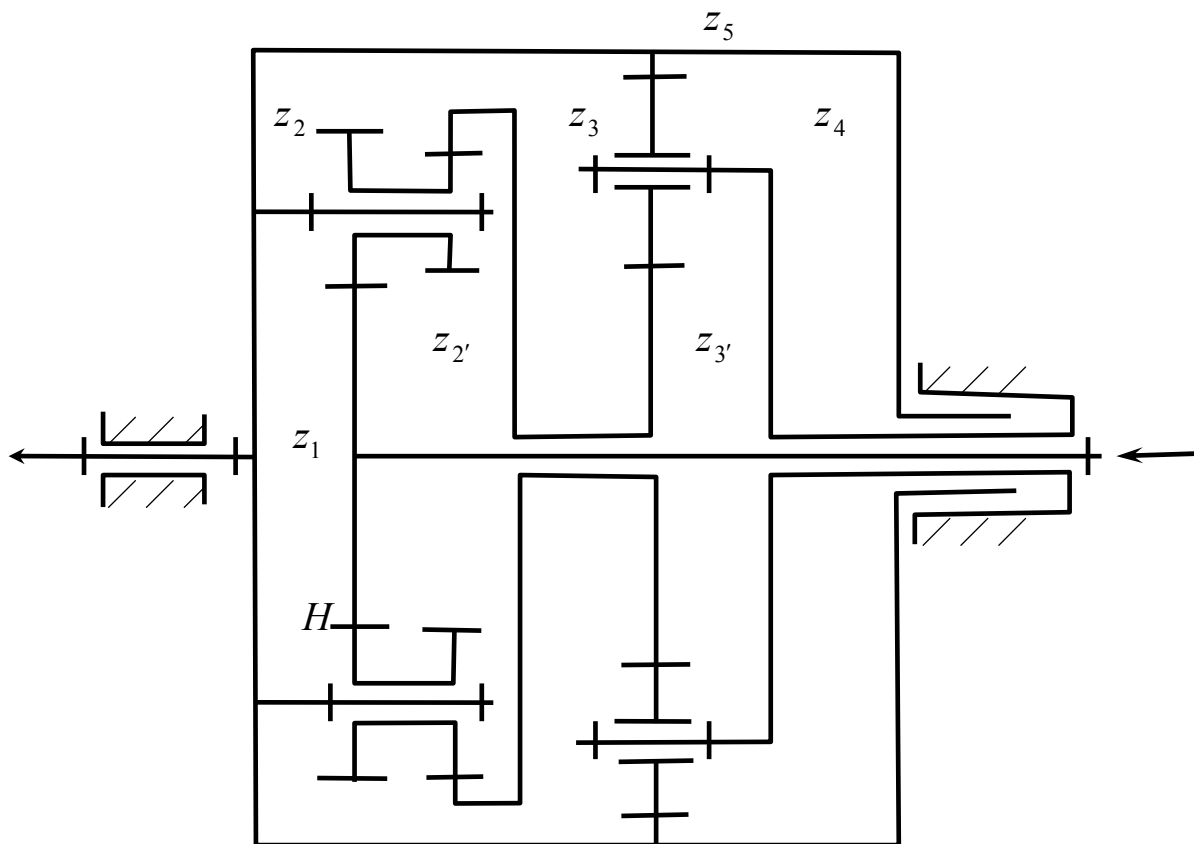


Рис. 4.1.16. Схема к задаче 4

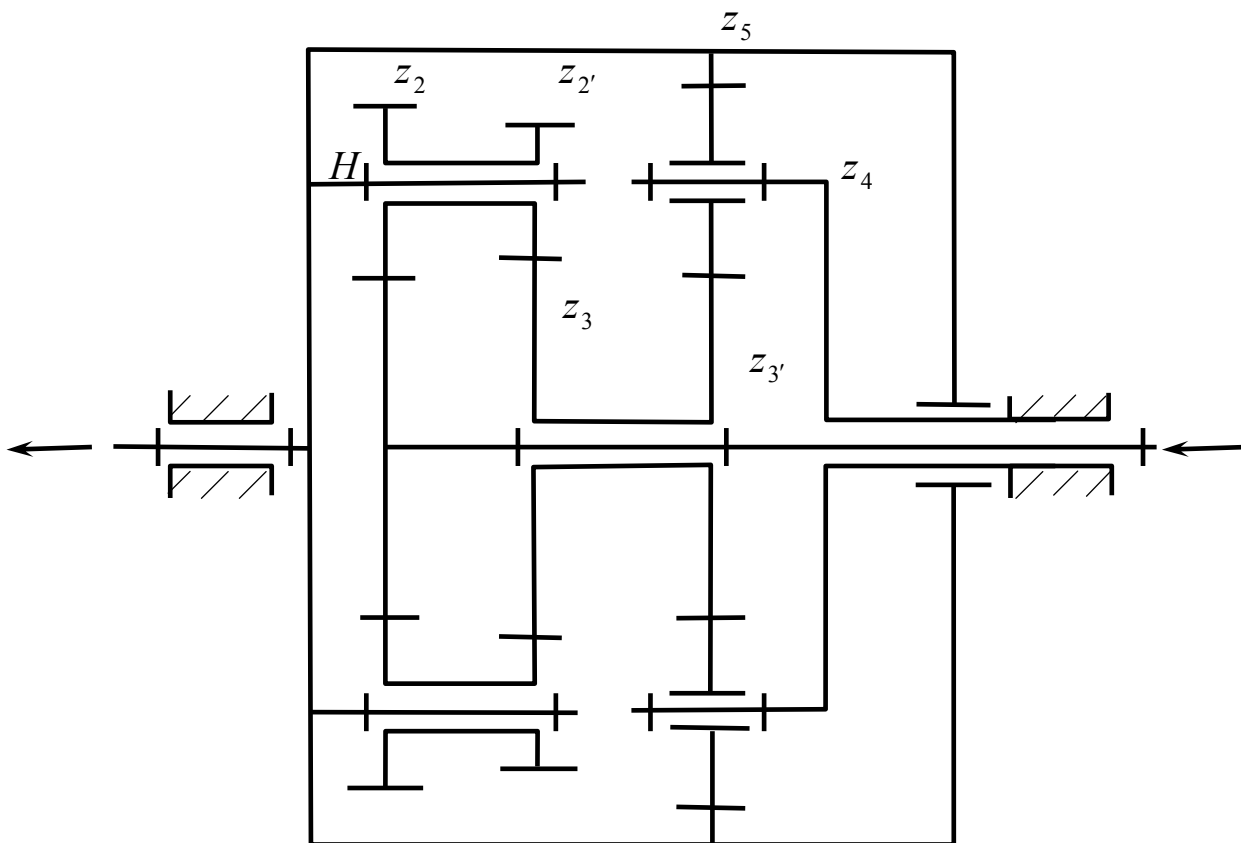


Рис. 4.1.17. Схема к задаче 4

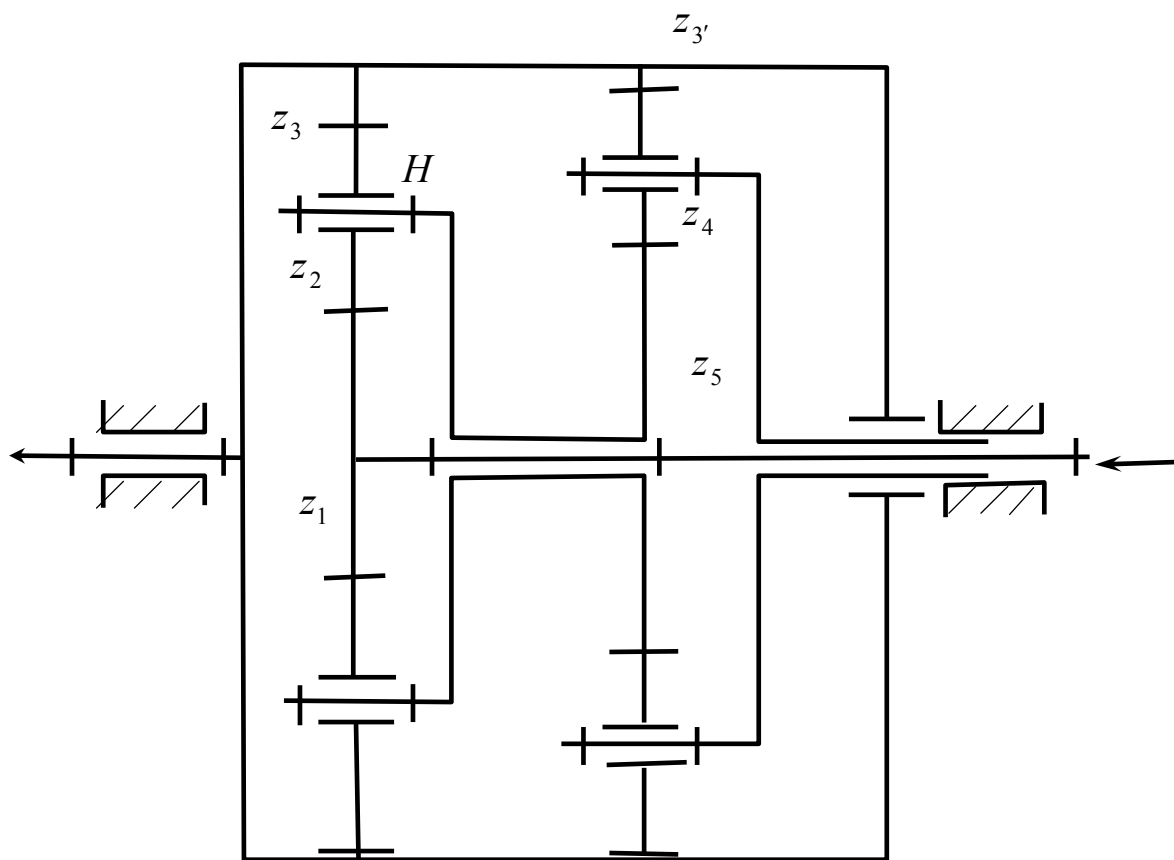


Рис. 4.1.18. Схема к задаче 4

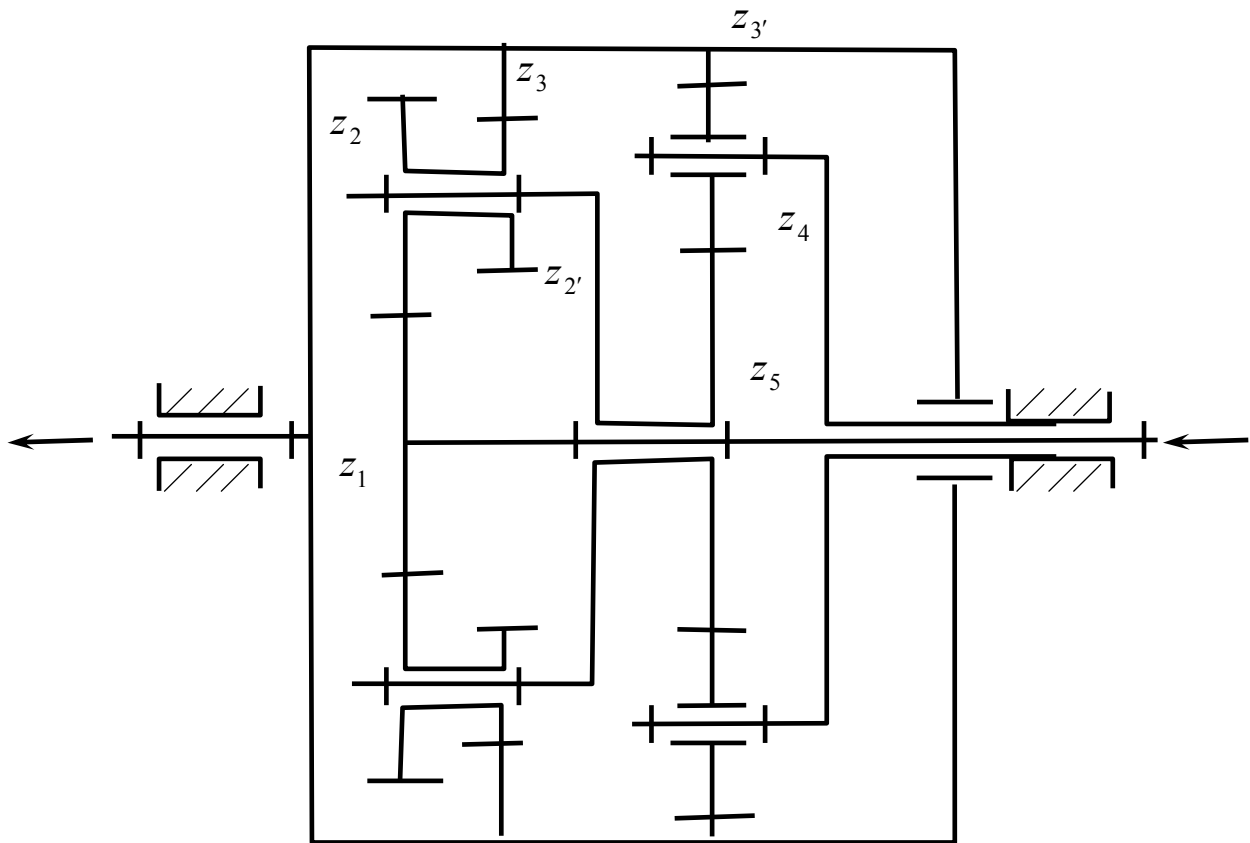


Рис. 4.1.19. Схема к задаче 4

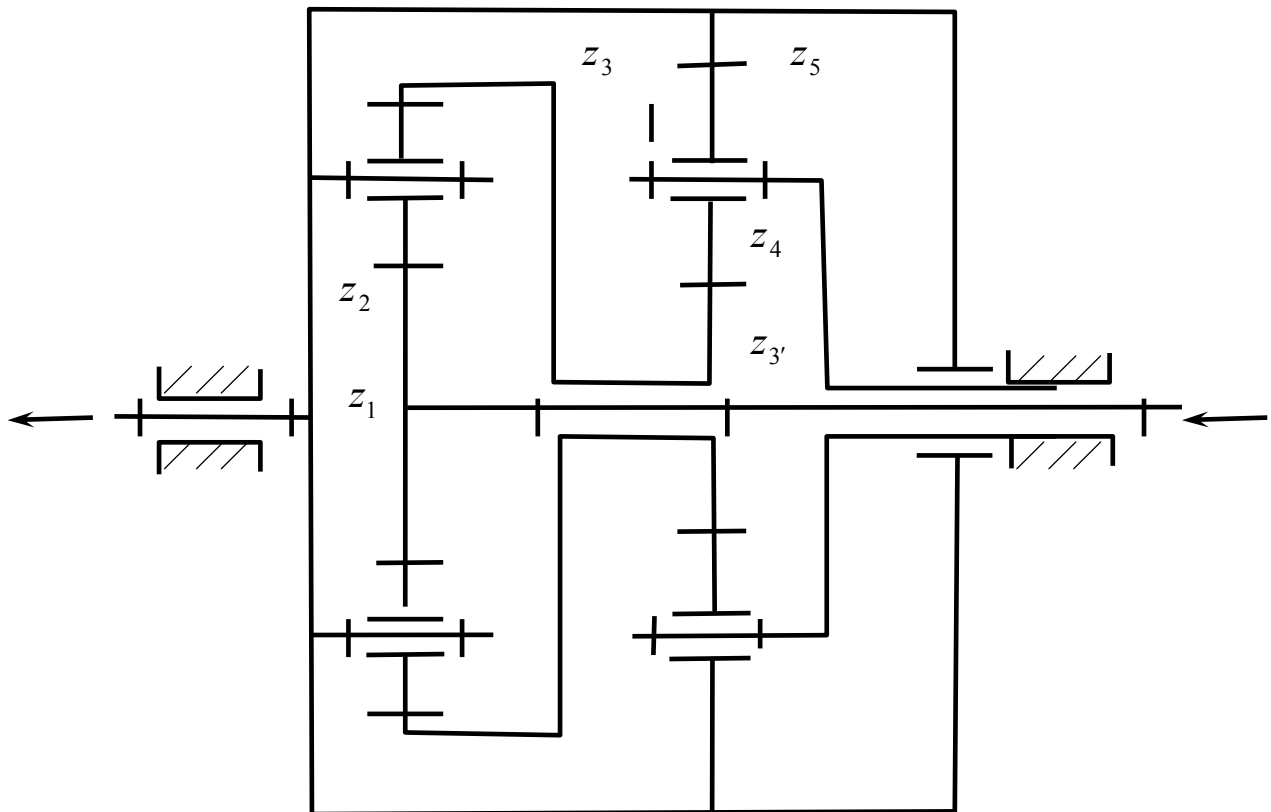


Рис. 4.1.20. Схема к задаче 4

4.2. Задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению

Курсовой проект предусматривает решение комплексной задачи, включающей кинематический и динамический анализ и синтез механизмов машинного агрегата. Задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению изложены в брошюрах «Теория механизмов и машин: задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению. – СПб.: СЗТУ, 2009 – 59 с. (Спец. 150202.65; 151001.65; 150501)»; «Теория механизмов и машин: задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению. – СПб.: СЗТУ, 2009 – 52 с. (Спец. 190205.65; 190601.65)».

4.3. Текущий контроль Тренировочные тесты

Тест 1

1. Кинематические пары делят на n классов.

А) $n = 5$. Б) $n = 3$. В) $n = 4$. Г) $n = 2$.

2. Вращательная пара – это ...

А) одноподвижная кинематическая пара.

Б) трехподвижная кинематическая пара.

В) пара второго класса.

Г) двухподвижная кинематическая пара.

3. Винтовая кинематическая пара – это...

А) трехподвижная пара.

Б) пара второго класса.

В) низшая пара.

Г) пара третьего класса.

4. Шарнирный механизм содержит только следующие пары:

- А) вращательные и поступательные.
- Б) цилиндрические и сферические.
- В) только цилиндрические.
- Г) вращательные и сферические.

5. Число степеней свободы механизма равно...

- А) числу кинематических пар.
- Б) числу звеньев механизма.
- В) числу входных и выходных звеньев механизма.
- Г) числу обобщенных координат.

6. Формула Малышева служит для определения...

- А) числа степеней свободы плоских механизмов.
- Б) числа и класса кинематических пар.
- В) числа степеней свободы пространственных механизмов.
- Г) числа структурных групп.

7. С помощью формулы Чебышева можно определить ...

- А) число степеней свободы пространственного механизма.
- Б) число групп Ассур в механизме.
- В) число степеней свободы плоского механизма.
- Г) число трехподвижных кинематических пар.

8. Что такое избыточная связь?

- А). Это связь, введение которой уменьшает число степеней свободы на 1.
- Б). Это дополнительное звено, связанное кинематической парой со стойкой.
- В). Связь, устранение которой не изменяет число степеней свободы механизма.
- Г). Связь, уменьшающая подвижность механизма.

9. Чему равно число степеней свободы механизма с разомкнутой кинематической цепью, имеющего две вращательные и одну сферическую пары?

А). 5. Б). 3. В). 2. Г). 4.

10. Как устранить избыточные связи?

А). Уменьшить число подвижных звеньев.

Б). Понизить класс кинематических пар.

В). Увеличить число подвижных звеньев.

Г). Повысить класс кинематических пар.

Тест 2

1. Кинематические передаточные функции зависят от...

А) структуры и размеров звеньев механизма.

Б) скорости выходного звена.

В) величин масс звеньев.

Г) сил, действующих на звенья механизма.

2. С помощью плана скоростей можно...

А) определить скорость только выходного звена.

Б) определить скорости точек и звеньев для заданного положения механизма

В) найти кинематическую передаточную функцию скорости.

В) определить только угловые скорости.

3. Метод замкнутых векторных контуров используют для...

А) определения кинематических передаточных функций.

Б) сил в кинематических парах.

В) определения избыточных связей.

Г) построения планов скоростей

4. Передаточное отношение – это...

- А) отношение масс звеньев
- Б) отношение угловых скоростей звеньев.
- В) отношение сил, действующих на входные и выходные звенья.
- Г) отношение моментов инерции звеньев.

5. Модуль зубьев зубчатого колеса равен...

- А) отношению числа зубьев к диаметру делительной окружности.
- Б) окружному шагу.
- В) высоте ножки зуба.
- Г) отношению окружного шага к числу π .

6. Передаточное отношение u_{12} трехзвенной зубчатой передачи внешнего зацепления равно:

- А) $-z_2 / z_1$.
- Б) z_2 / z_1 .
- В) $-z_{1/} / z_2$.
- Г) $z_{1/} / z_2$.

7. У эвольвентного зацепления при изменении межосевого расстояния передаточное отношение...

- А) изменяется.
- Б) изменяется пропорционально изменению межосевого расстояния.
- В) изменяется для нулевых зубчатых колес.
- Г) не изменяется

8. Начальные и делительные окружности зубчатых колес совпадают...

- А) у нулевых зубчатых колес.
- Б) у цилиндрических колес только внешнего зацепления.
- В) у зубчатых колес с положительным смещением.
- Г) у зубчатых колес с отрицательным смещением.

9. Зубчатые дифференциалы имеют число степеней свободы...

- А) $W = 1$;
- Б) $W > 2$;
- В) $W \geq 2$;
- Г) $W = 0$.

10. Синусоидальный закон аналога ускорения толкателя...

- А) вызывает мягкие удары.
- Б) является безударным законом.
- В) вызывает жесткие удары.
- Г) вызывает мягкие удары только на фазе подъема.

Тест 3

1. Маховик служит для...

- А) уменьшения времени разгона машины.
- Б) регулирования средней скорости звена приведения.
- В) уменьшения периодических колебаний скорости звена приведения в установленном режиме.
- Г) уравнивания кривошипа.

2. Основная задача силового расчета заключается в определении...

- А) сил производственных сопротивлений.
- Б) реакций в кинематических парах.
- В) сил инерции.
- Г) сил движущих.

3. Приведение сил и масс используется для...

- А) определения реакций в кинематических парах.
- Б) определения положения центра масс механизма.
- В) составления уравнений движения машины.
- Г) расчета уравнивающих масс.

4. Переменная часть приведенного момента инерции появляется в ...

- А) в механизмах, имеющих поступательные пары.
- Б) в механизмах редукторов.

В) в механизмах мультипликаторов.

Г) в механизмах планетарных коробок передач.

5. Центр масс ротора находится на оси вращения, следовательно:

А) ротор динамически уравновешен.

Б) ротор уравновешен.

В) ротор статически уравновешен.

Г) возникает моментная неуравновешенность.

6. Общий КПД трех последовательно соединенных механизмов равен:

А) $\eta = \eta_1 + \eta_2 + \eta_3$. Б) $\eta = 0.3(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3)$

В) $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$. Г) $\eta = (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3) / 3$.

7. Для уменьшения периодических колебаний угловой скорости звена приведения необходимо...

А) уменьшить постоянную составляющую приведенного момента инерции.

Б) увеличить амплитуду переменной составляющей приведенного момента инерции.

В) увеличить массу поступательно перемещающихся звеньев.

Г) увеличить постоянную составляющую приведенного момента инерции.

8. Жесткий ротор можно уравнивать...

А) только на рабочей частоте вращения.

Б) на любой частоте вращения.

В) на дорезонансном режиме.

Г) на зарезонансном режиме.

9. Демпфирование колебаний позволяет...

А) перевести машину в резонансный режим работы.

- Б) уменьшить амплитуды колебаний машины на резонансном режиме.
- В) отстроится от резонансных режимов.
- Г) уменьшить упругость звеньев.

10. Отрицательное значение КПД соответствует...

- А) режиму разгона машины.
- Б) режиму торможения машины.
- В) резонансному режиму.
- Г) режиму самоторможения.

Тест 4

1. Циклограмма машины – это...

- А) совокупность операций, выполняемых машиной.
- Б) схема согласованности перемещений исполнительных органов в зависимости от времени.
- В) графическое изображение законов движения выходных звеньев.
- Г) схема согласованности перемещений входных звеньев машины.

2. Программа машины – это...

- А) совокупность операций технологического процесса.
- Б) совокупность законов движения звеньев машины.
- В) совокупность предписаний, обеспечивающих выполнение технологического процесса в машине.
- Г) последовательность действий машины.

3. Системы управления с кулачковым распределительным валом являются...

- А) разомкнутыми системами программного управления.
- Б) замкнутыми системами управления.
- В) системами управления машин по пути.

Г) системами управления с обратной связью.

4. Системы управления с упорами – это...

А) системы управления по времени.

Б) замкнутые системы управления.

В) системы управления по пути.

Г) самонастраивающиеся системы управления.

5. Манипулятор – устройство...

А), содержащее замкнутую кинематическую цепь с рабочим органом.

Б) автоматического действия, выполняемого по заданной программе.

В) в виде незамкнутой кинематической цепи, предназначенное для перемещения исполнительного органа из одной точки пространства в другую.

Г) с шестью степенями свободы и автоматическим управлением.

6. Коэффициент сервиса манипулятора может изменяться в пределах

А) 0...1. Б) 1...2. В) 2...3. Г) 0,9...1,2.

7. Маневренность манипулятора, имеющего 6 степеней свободы равна

А) 1. Б) 0. В) – 1. Г) 2.

8. Сформулируйте прямую задачу кинематического анализа манипулятора.

А). Для заданных обобщенных координат определить рабочую зону.

Б). Для заданного положения схвата определить обобщенные координаты.

В). Зная скорость и ускорение схвата, определить обобщенные координаты.

Г). Задана кинематическая схема и обобщенные координаты. Определить положение рабочего органа.

9. Задача позиционирования манипулятора состоит в...

А) реализации движения рабочего органа по заданной траектории.

Б) выведении схвата в заданную точку при его определенной ориентации.

В) определении функции положения схвата.

Г) ориентация схвата в зоне обслуживания.

10. Форму рабочей зоны манипулятора в виде цилиндра можно обеспечить с помощью...

А) трех вращательных пар.

Б) одной вращательной пары и двух поступательных.

В) трех поступательных пар.

Г) двух вращательных и одной поступательной пар.

Правильные ответы на тесты

№ п/п	Раздел	Номера вопросов/правильные ответы										
		Вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Тест 1	Вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Ответ	А	А	В	Г	Г	В	В	В	А	Б
2	Тест 2	Вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Ответ	А	Б	А	Б	Г	А	Г	А	В	Б
3	Тест 3	Вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Ответ	В	Б	В	А	В	В	Г	Б	Б	Г
4	Тест 4	Вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Ответ	Б	В	А	В	В	А	Б	Г	Б	Б

4.4. Итоговый контроль

Вопросы к экзамену

1. Поясните понятие механизм, машина, машина-автомат, промышленный робот.
2. Перечислите основные виды механизмов, машин.
3. Дайте определение звена, кинематической пары.
4. По какому признаку классифицируют кинематические пары?
5. Какие бывают кинематические цепи?
6. Что такое число степеней свободы механизма?
7. Напишите формулы Чебышева и Малышева.
8. Что такое избыточная связь?
9. К чему приводит появление избыточных связей в механизме?
10. Приведите примеры механизмов с местными подвижностями.
11. Нарисуйте схемы наиболее распространенных механизмов с низшими парами.
12. Приведите примеры механизмов с высшими парами.
13. Какие механизмы называют плоскими, а какие пространственными?
14. Какие механизмы называются рычажными?
15. Что такое аналог скорости и аналог ускорения?
16. В чем суть метода замкнутого векторного контура?
17. Что такое матрица преобразования координат?
18. Сформулируйте теорему сложения скоростей при сложном движении точки.
19. Как, пользуясь свойством подобия, определить скорость или ускорение заданной точки звена, используя построенные планы скоростей и ускорений?
20. Поясните принцип образования плоских рычажных механизмов по Ассуру.
21. Сформулируйте условие существования кривошипа для шарнирного четырехзвенника.
22. Перечислите основные этапы проектирования кулачковых механизмов.
23. При каких законах движения выходного звена возникают мягкие и жесткие удары?

24. Как влияет величина максимального угла давления на условия передачи сил в кулачковом механизме и его габариты?
25. Зачем вводят смещение толкателя?
26. Что такое конструктивный и центральный профили кулачка?
27. Как выбрать радиус ролика выходного звена?
28. Что такое профильный угол и в каких случаях профильные углы совпадают с углами поворота кулачка?
29. Изобразите схемы основных видов зубчатых передач.
30. Сформулируйте основную теорему зацепления.
31. Что такое передаточное отношение?
32. Определите следующие понятия: полюс зацепления, угол зацепления, линия зацепления, начальные окружности.
33. Что такое модуль зацепления?
34. Сформулируйте основные свойства эвольвентного зацепления.
35. Перечислите качественные показатели эвольвентных передач.
36. Как избежать подрезания зуба?
37. Что такое нулевое зубчатое колесо?
38. Какая передача называется понижающей, повышающей?
39. Что такое редуктор, мультипликатор, коробка передач?
40. Как определить передаточное отношение конической, червячной передач?
41. Дайте определение планетарной передачи.
42. Дайте названия звеньев планетарной передачи.
43. Напишите формулу Виллиса.
44. Нарисуйте схемы планетарных передач с отрицательным и положительным значениями передаточного отношения в обратном движении.
45. Как на основе дифференциала с двумя степенями свободы образовать двухскоростную коробку передач?
46. Какие условия используются при подборе чисел зубьев планетарных передач?
47. Назовите основные достоинства и недостатки планетарных передач.
48. Изобразите схемы храпового, мальтийского механизмов.

49. Изобразите схему механизма с квазиостановками
50. Как определить приведенную инерционную характеристику и обобщенную силу?
51. Укажите виды механических характеристик двигателей.
52. Напишите уравнения движения механической системы машины с одной степенью свободы в энергетической и дифференциальной формах.
53. Напишите уравнения движения машины при учете динамической характеристики двигателя.
54. Какие режимы движения машины вы знаете?
55. Укажите причины неравномерности движения машины в установившемся режиме.
56. Как уменьшить периодические колебания скорости машины в установившемся режиме?
57. В чем состоит основное назначение маховика?
58. Как количественно оценивают периодические колебания скорости в установившемся режиме?
59. Как обеспечить регулирование непериодических колебаний скорости машины?
60. Как определить приведенную жесткость при последовательном и параллельном соединениях упругих звеньев?
61. Напишите уравнения движения машины при учете упругости звеньев передаточного механизма.
62. При каких условиях упругость звеньев передаточного механизма может привести к появлению существенных деформаций звеньев?
63. Каково назначение упругой муфты?
64. Сформулируйте основную задачу силового анализа.
65. Напишите условие статической определимости для плоской кинематической цепи.
66. Определите порядок силового расчета на примере кривошипно-ползунного механизма.

67. Сформулируйте условия статического и динамического уравнивания масс механизмов.
68. В чем суть метода заменяющих масс?
69. Почему часто приходится ограничиваться частным (приближенным) статическим уравниванием масс механизма?
70. Приведите примеры конструктивно уравновешенных механизмов.
71. Укажите виды неуравновешенностей жестких роторов.
72. Что называется балансировкой?
73. Какое минимальное число противовесов необходимо для динамического уравнивания жесткого ротора?
74. Почему динамическую балансировку гибкого ротора следует производить на угловой скорости, близкой к его рабочей скорости?
75. Что может являться источником колебаний в машине?
76. Перечислите основные методы виброзащиты.
77. Как охарактеризовать эффективность виброизолятора?
78. Какое влияние оказывает вязкое сопротивление на эффективность линейного виброизолятора?
79. В каком случае эффективен динамический гаситель колебаний?
80. Перечислите основные виды трения.
81. Напишите формулу Амонтона-Кулона.
82. Как определить угол трения?
83. От чего зависит величина приведенного коэффициента трения скольжения?
84. Почему потери на трение в винтовой паре с треугольной резьбой больше, чем в винтовой паре с прямоугольной резьбой?
85. Определите понятие КПД.
86. Как определить КПД системы механизмов при их последовательном, параллельном соединениях?
87. Как определить КПД червячной пары при ведущем червяке?
88. Приведите примеры планетарных передач с малым значением КПД.

89. Сформулируйте условие самоторможения для поступательной, червячной кинематических пар.
90. Охарактеризуйте основные стадии изнашивания.
91. Что такое циклограмма?
92. Что такое распределительный вал?
93. Какие бывают системы управления с копиями?
94. В чем особенность систем с числовым программным управлением?
95. Какое устройство называется манипулятором?
96. Что такое промышленный робот?
97. Что называется маневренностью манипулятора?
98. Как определить коэффициент сервиса манипулятора в данной точке?
99. Что такое адаптивное управление промышленным роботом?
100. Какие методы можно использовать для составления уравнений движения механизма манипулятора?

Содержание

1. Информация о дисциплине	3
1.1. Предисловие	3
1.2. Содержание дисциплины и виды учебной работы	4
1.2.1. Содержание дисциплины по ГОС	4
1.2.2. Объем дисциплины и виды учебной работы	5
1.2.3. Перечень видов практических занятий и контроля	7
2. Рабочие учебные материалы	8
2.1. Рабочая программа	8
2.2. Тематический план дисциплины	14
2.3. Структурно-логическая схема дисциплины	22
2.4. Временной график изучения дисциплины при использовании информаци- онно- коммуникационных технологий	23
2.5. Практический блок	23
2.6. Балльно-рейтинговая система оценки знаний	26
3. Информационные ресурсы дисциплины	27
3.1. Библиографический список	27
3.2. Опорный конспект	28
3.3. Глоссарий (словарь терминов)	106
3.4. Методические указания к выполнению лабораторных работ	111
3.5. Методические указания к выполнению практических занятий	147
4. Блок контроля освоения дисциплины	160
4.1. Задание на контрольную работу и методические указания к ее выполнению	160
4.2. Задание на курсовой проект и методические указания к его выполнению	189
4.3. Текущий контроль. Тренировочные тесты	190
4.4. Итоговый контроль. Вопросы к экзамену	198

Виктор Павлович Уваров
Анатолий Ильич Иванов

Теория механизмов и машин

Учебно-методический комплекс

Редактор Н.В. Мариничева

Сводный темплан 2009 г.
Лицензия ЛР № 020308 от 14.02.97

Подписано в печать	Формат 60 X 84 1/16
Б. кн.-журн. П.л. 13,0 Б.л. 6,5	Изд-во СЗТУ
Тираж 200 экз.	Заказ

Северо-Западный государственный заочный технический университет
Издательство СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации
университетов России

191186, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д.5