

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»**

Кафедра Автоматизации производственных процессов и электротехники

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДИСЦИПЛИНЫ
«Основы и конструирования и проектирования»**

Основной образовательной программы по специальности: **080502.65 - Экономика и управление на предприятии (в машиностроении)**

УМКД разработан профессором Волковым Сергеем Петровичем

Рассмотрен и рекомендован на заседании кафедры.

Протокол заседания кафедры от «___» января 2012 года №___

Зав. кафедрой

В.З. Григорьева

УТВЕРЖДЁН

Протокол заседания УМСС 080502.65 - Экономика и управление на предприятии (в машиностроении)

от «___» _____ 2012 г. №___

Председатель УМСС _____ / _____
(подпись) (Ф.И.О.)

Содержание

1. Рабочая программа учебной дисциплины	4
2. Краткое изложение программного материала	13
3. Методические указания (рекомендации)	149
3.1 Методические указания для преподавателя	149
3.2 Методические указания для студентов	151
3.3 Методические указания к самостоятельной работе студента	152
4. Контроль знаний	155
5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе	155

1 Рабочая программа учебной дисциплины

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Целью освоения дисциплины «Основы проектирования и конструирования» является ознакомление с общими методами исследования и расчета типовых конструкций и механизмов на основе разделов теоретической механики, сопротивления материалов и деталей машин, а также создание у студентов научной базы для последующего изучения общеинженерных дисциплин.

Задача дисциплины:

Дать знания необходимых основ расчета и конструирования, научить читать схемы простейших механизмов, определять внутренние усилия в элементах простейших конструкций, производить расчеты простейших механизмов.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО

Дисциплина «Основы проектирования и конструирования» входит в раздел специальных дисциплин федерального компонента, устанавливаемых ВУЗом (СД.Ф.7.3). Знания, получаемые в ходе изучения данной дисциплины, могут быть использованы при выполнении расчетов по дисциплинам «Машины и оборудование», «Технология машиностроения», а также могут быть полезны при выполнении научно-исследовательских работ студентов.

Для освоения дисциплины необходимо знать:

- 1) курс высшей математики;
- 2) курс информатики;
- 3) курс физики;
- 4) курс инженерной графики.

3. КОМПЕТЕНЦИИ ОБУЧАЮЩЕГОСЯ, ФОРМИРУЕМЫЕ В РЕЗУЛЬТАТЕ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате освоения дисциплины студенты должны приобрести следующие навыки:

знать: виды, методы анализа и синтеза исполнительных механизмов машин; методы расчета типовых деталей машин по несущей способности, основы технических измерений и взаимозаменяемости; конструкции типовых деталей, узлов, приводов машин;

уметь: составлять и читать схемы механизмов, рабочие и сборочные чертежи деталей и узлов машин, составлять расчетные схемы валов машин, соединений, уметь осуществлять подпор конструкционных материалов по условиям работы деталей;

владеть: методиками исследования, проектирования и навыками конструирования типовых механизмов и узлов машин.

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Основы проектирования и конструирования»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 180 часов

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практические занятия (час.)	Лабораторные раб. (час.)	СРС (час.)	
<i>Семестр 3</i>						
1	Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин»	12	22		30	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графическая работа № 1 Контрольные работы №1, №2 Промежуточный тест по разделу
	1.1 Задачи курса технической механики, структура механизмов;	2	2			
	1.2 Синтез рычажных механизмов;	1	2			
	1.3 Рычажные механизмы, кинематический анализ;	2	4			
	1.4 Силовой расчет рычажных механизмов;	2	4			
	1.5 Механизмы с высшими кинематическими парами;	1	4			
	1.6 Классификация законов движения толкателя;	2	4			
	1.7. Зубчатые механизмы;	2	2			
2	Раздел 2 «Основы теории прочности»	10	6		30	Посещение лекций. Опрос по теме. Расчетно-графические работы №2, №3, №4 Промежуточный тест по разделу
	2.1 Гипотезы прочности механики материалов и элементов конструкций;	1	1			
	2.2 Теория напряженных и деформированных состояний. Понятия и виды напряженного состояния материала деталей. Главные напряжения. Главные площадки;	2	1			
	2.3. Геометрические характеристики сечения;	2	1			
	2.4 Деформации при растяжении и сжатии;	1	1			
	2.5 Кручение. Напряжения деформации в стержнях круглого поперечного сечения;	2	1			
	2.6 Изгиб. Общее понятие о деформациях изгиба;	2	1			
3	Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования»	14	8		30	Посещение лекций. Опрос по теме. Контрольная
	3.1 Конструкторская	3	1			

	документация. Виды, назначение, содержание. Работоспособность деталей машин; 3.2 Технические измерения, системы допусков и посадок. Виды размерных цепей; 3.3 Механические передачи. Классификация, назначение, область применения; 3.4 Валы и оси. Прямые и гибкие. Муфты; 3.5 Соединения разъемные и неразъемные; 3.6. Опоры. Подшипники скольжения и качения; 3.7 Упругие элементы. Пружины; 3.8 Особенности конструирования корпусных деталей; 3.9. Приводы. Требования и назначение. Выбор электродвигателя.	2 1 2 2 1 1 1 1	1 1 1 1 1 1 1			работа №3 Промежуточный тест по разделу
4	Подготовка к экзамену				18	

5.СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин» Задачи курса технической механики, основные понятия и определения, классификация машин. Структура механизмов. Синтез рычажных механизмов, методы синтеза: метрический, кинематический, динамический. Оптимизационный синтез. Кинематический анализ, методы кинематического анализа: графический, графочисленный, аналитический. Силовой расчет рычажных механизмов, цель и задачи силового расчета. Кинетостатика кривошипно-ползунного механизма. Механизмы с высшими кинематическими парами. Кулачковые механизмы, классификация, назначение, область применения. Основные этапы проектирования. Классификация законов движения толкателя. Синтез кулачковых механизмов по заданному углу давления и закону движения толкателя. Зубчатые механизмы: классификация, назначение, область применения. Кинематика зубчатых передач.

Раздел 2 «Основы теории прочности» Гипотезы прочности механики материалов и элементов конструкций, внешние и внутренние силы. Метод сечений. Напряжения. Деформации. Допускаемые напряжения. Теория напряженных и деформированных состояний. Понятия и виды напряженного состояния материала деталей. Главные напряжения. Главные площадки. Геометрические характеристики сечения. Площадь сечения. Статический момент сечения. Моменты инерции простых сечений. Главные оси и главные моменты. Радиус инерции. Деформации при растяжении и сжатии. Нормальная

сила. Нормальное напряжение. Закон Гука. Уравнение прочности. Кручение. Напряжения деформации в стержнях круглого поперечного сечения. Эпюры крутящих моментов. Условия прочности и жесткости при кручении сплошных и полых валов. Рациональные формы сечений. Изгиб. Общее понятие о деформациях изгиба. Опорные реакции. Внутренние усилия. Поперечная сила, изгибающий момент. Эпюры поперечных сил изгибающих моментов. Касательные напряжения при чистом изгибе. Условия прочности.

Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования» Конструкторская документация. Виды, назначение, содержание. Особенности проектирования изделий: виды изделий, требования к ним. Работоспособность деталей машин. Критерии работоспособности. Машиностроительные материалы, механические характеристики конструкционных материалов. Технические измерения, системы допусков и посадок. Виды размерных цепей. Механические передачи. Классификация, назначение, область применения. Фрикционные передачи. Передачи зацеплением. Валы и оси. Прямые и гибкие. Постоянные муфты (глухие и подвижные). Сцепные муфты (кулачковые, фрикционные, электромагнитные). Самоуправляющиеся муфты. Муфты свободного хода. Соединения. Неразъемные соединения (заклепочные, с натягом, сварные, паяные, клеевые). Разъемные соединения (резьбовые, клеммовые, шпоночные, зубчатые, шлицевые, клиновые, штифтовые). Назначение и область применения. Опоры. Подшипники скольжения и качения. Упругие элементы, виды, назначения, область применения. Упругие элементы, виды, назначения, область применения. Пружины, материалы для изготовления пружин. Особенности конструирования корпусных деталей. Материалы, технология производства. Смазка редукторов. Смазочные устройства. Приводы. Требования и назначение. Выбор электродвигателя, режимы работы. Расчет мощности электродвигателя.

5.2 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

1. Расчет реакций в плоских стержневых системах.
2. Составление структурных схем механизмов. Требования и правила.
3. Структурный анализ рычажных механизмов. Определение класса и порядка механизмов.
4. Структурный анализ механизмов с высшими кинематическими парами.
5. Построение планов положений рычажных механизмов.
6. Построение планов скоростей и планов ускорений четырехзвенных рычажных механизмов.
7. Расчет аналогов скоростей и аналогов ускорений.
8. Растяжение-сжатие. Построение эпюр нормальных сил, напряжений и деформаций.
9. Кручение. Построение эпюр крутящих моментов, касательных напряжений и углов поворота сечений.
10. Определение поперечных сил, изгибающих моментов и напряжений при чистом изгибе. Подбор профиля балки. Построение эпюр.
11. Геометрические характеристики плоских сечений.
12. Построение профиля кулачка по заданному закону движения.
13. Построение профиля зуба эвольвентного зубчатого зацепления.
14. Кинематика одноступенчатых зубчатых передач.
15. Исследование кинематики сложных зубчатых и планетарных передач графическим и аналитическим методами. Формула Виллиса, метод обращения движения.
16. Изучение конструкций редукторов.
17. Изучение подшипников качения и узлов опор.
18. Изучение и расчет подшипников качения.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
1	2	3	4
1	Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин»	Выполнение расчетно-графической работы № 1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №1 «Структурный анализ механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №2 «Кинематический анализ рычажных механизмов»; Подготовка и выполнение контрольной работы №3 «Кинематическое исследование зубчато-рычажных механизмов»; Подготовка к промежуточному тесту.	30
2	Раздел 2 «Основы теории прочности»	Выполнение расчетно-графической работы № 2 «Расчет ступенчатого стержня круглого сечения при растяжении - сжатии»; Выполнение расчетно-графической работы № 3 «Расчет ступенчатого вала круглого сечения при кручении»; Выполнение расчетно-графической работы № 4 «Расчет балки при прямом поперечном изгибе»; Подготовка к промежуточному тесту.	30
3	Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования»	Изучение конструкций опор редукторов, валов, корпусов по научно-технической литературе.	30

6.1 Подготовка конспектов по темам на самостоятельное изучение

Раздел 1 «Основы теории механизмов и машин» Структурный анализ механизмов. Кинематический анализ рычажных механизмов.

Раздел 2 «Основы теории прочности» Расчет ступенчатого стержня круглого сечения при растяжении – сжатии. Расчет ступенчатого вала круглого сечения при кручении. Расчет балки при прямом поперечном изгибе. Кинематическое исследование зубчато-рычажных механизмов.

Раздел 3 «Основы проектирования и конструирования» Изучение методов конструирования типовых деталей и узлов машин.

7. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция». Перед изучением раздела

обозначается проблема, на решение которой будет направлен весь последующий материал раздела. При чтении лекции используются мультимедийные презентации.

При выполнении практических работ используется прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: выдается задание студентам для подготовки к выполнению работы; с преподавателем обсуждается цель работы и ход её выполнения; цель анализируется с разных точек зрения, выдвигаются гипотезы, делаются выводы, анализируются полученные результаты.

В качестве инновационных методов контроля используются: промежуточные и итоговые тесты.

В интерактивной форме проводятся 18 часов занятий.

8. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

8.1 Контролирующий тест

Промежуточный контролирующий тест проводится по разделам 1-3. В каждом тестовом задании от 15 до 20 заданий. Итоговый контролирующий тест проводится по всем разделам и выявляет теоретические знания, практические умения и аналитические способности студентов.

8.2 Экзаменационные вопросы

1. Введение в основы проектирования и конструирования. Составные части и основные задачи курса.
2. Структура механизмов. Кинематическая пара, элемент пары. Низшая и высшая пары. Звено, деталь.
3. Структура механизмов. Структурная и кинематическая схемы механизмов. Плоская и пространственные пары.
4. Структура механизмов. Классификация кинематических пар по числу условий связи. Примеры кинематических пар 1-5 классов.
5. Структура механизмов. Звенья: неподвижные и подвижные (кривошип, кулиса, коромысло, шатун, ползун).
6. Структура механизмов. Кулачок, зубчатое зацепление (плоские и пространственные).
7. Кинематические цепи (плоские и пространственные, открытые и замкнутые). Расчет степени подвижности кинематических цепей (примеры).
8. Классификация механизмов. Цель и признаки классификации механизмов (примеры).
9. Структурная классификация механизмов по Ассур-Артоболовскому. Простейшие механизмы. Понятие и принципы построения структурных групп Ассур.
10. Определение класса и порядка структурных групп Ассур. Примеры групп Ассур различной сложности.
11. Структурный анализ механизмов (цель и задачи). Порядок проведения структурного анализа механизмов (пример).
12. Структурный анализ механизмов с высшими кинематическими парами. Заменяющий и заменяемый механизмы. Условие эквивалентной замены высшей пары (на примере кулачкового и зубчатого механизмов).
13. Кинематический анализ рычажных механизмов. Цель, задачи и последовательность кинематического анализа.

14. Кинематический анализ механизмов. План положения механизма, обобщенная координата. Масштабный коэффициент.
15. Графочисленный метод кинематического анализа механизмов, достоинства и недостатки, порядок его выполнения (на примере кривошипно-ползунного механизма).
16. Свойства планов скоростей и ускорений. Теорема подобия. Определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев механизма.
17. Основные параметры зубчатого зацепления (модуль; шаг; начальная, основная, делительная окружности; высота зуба; толщина зуба).
18. Кинематическое исследование зубчатых механизмов. Цель и методы исследования. Передаточное отношение и передаточное число. Знак передаточного отношения.
19. Зубчатые механизмы. Классификация. Редукторы и мультипликаторы.
20. Кинематика одноступенчатой плоской зубчатой передачи. Аналитический метод.
21. Кинематика многоступенчатых зубчатых передач (последовательность и кратные передачи). Область применения.
22. Пространственные зубчатые передачи (червячная, коническая). Область применения, кинематика.
23. Зубчато-рычажные передачи. Степень подвижности планетарных и дифференциальных передач. Область применения, достоинства и недостатки.
24. Аналитический метод кинематического исследования планетарных передач. Метод обращения движения. Формула Виллиса.
25. Детали машин. Классификация деталей машин.
26. Основы теории расчетов на прочность. Основные понятия и определения. Критерии работоспособности элементов конструкций (прочность, жесткость, устойчивость, надежность, износостойкость).
27. Классификация усилий в элементах конструкций. Внешние и внутренние, распределенные и сосредоточенные, объемные и поверхностные нагрузки.
28. Основная задача расчетов на прочность. Определение внутренних сил упругости методом сечений. Главный вектор силы, главный момент сил. Нормальная сила, поперечная сила, крутящий момент.
29. Основная задача расчетов на прочность. Понятие механического напряжения. Напряжения: нормальное, касательное, полное.
30. Закон Гука при растяжении-сжатии. Виды деформаций (абсолютная и относительная).
31. Центральное растяжение-сжатие. Уравнение прочности при растяжении-сжатии. Коэффициент запаса прочности.
32. Кручение. Деформации при кручении. Расчет напряжений при кручении. Уравнение прочности.
33. Чистый изгиб. Напряжения при чистом изгибе. Уравнение прочности при чистом изгибе.
34. Определение механизма, машины. Блок-схема машинного агрегата. Классификация машин.
35. Классификация деталей машин. Деталь, сборочная единица, узел, комплекс.
36. Соединения деталей машин. Разъемные и неразъемные соединения. Достоинства и недостатки.
37. Фрикционные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
38. Плоскоременные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
39. Клиноременные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.

40. Цепные передачи. Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
41. Передачи "винт-гайка". Основные виды. Принцип работы, область применения. Достоинства и недостатки.
42. Резьбовые соединения. Виды резьб (левая и правая, цилиндрическая и коническая). Методы изготовления резьб, геометрические параметры резьбы (на примере метрической).
43. Основные типы крепежных деталей. Способы стопорения резьбовых соединений.
44. Расчет резьбы на прочность (по напряжениям среза и смятия). Высота гайки, глубина завинчивания.
45. Заклепочные соединения. Конструкции, виды и область применения.
46. Сварные соединения. Виды сварных соединений. Достоинства и недостатки.
47. Паяные и клееные соединения. Достоинства и недостатки.
48. Шпоночные соединения. Виды. Назначение и область применения. Прочностной расчет шпоночного соединения с призматической шпонкой на прочность.
49. Шлицевые (зубчатые) соединения. Назначение, виды, область применения.
50. Подшипники качения. Назначение, область применения, классификация.
51. Муфты. Назначение, место установки в машинном агрегате. Глухие муфты, достоинства и недостатки.
52. Цилиндрические зубчатые передачи. Виды, общие сведения, характеристика. Особенности конструкций. Передаточное отношение.
53. Муфты, компенсирующие радиальное смещение валов. Виды конструкций.
54. Муфты, компенсирующие угловые смещения валов. Виды конструкций.

8.3 Критерии оценки при сдаче экзамена

1. К сдаче экзамена допускаются студенты:

- посетившие все лекционные, практические занятия данного курса;
- выполнившие и защитившие расчетно-графические работы;
- выполнившие все работы по промежуточному контролю знаний на положительную оценку.

При наличии пропусков и неудовлетворительных оценок темы пропущенных занятий должны быть отработаны.

Программные вопросы к экзамену доводятся до сведения студентов за месяц до экзамена.

2. Критерии оценки:

Итоговая оценка знаний студентов должна устанавливать активность и текущую успеваемость студентов в течение семестра по данному предмету.

Оценка «отлично» - ставится при наличии всех защищенных работ, при 90 - 100 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «хорошо» - ставится при наличии всех защищенных работ, при 70 - 90 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «удовлетворительно» - ставится при наличии всех защищенных работ, при 50 - 70 % правильных ответов на экзамене.

Оценка «неудовлетворительно» - ставится при наличии всех защищенных работ, до 50 % правильных ответов на экзамене.

9. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Основы проектирования и конструирования»

а) основная литература:

1. Попов, Сергей Александрович. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. РФ / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова, 2008. - 456 с.
2. Волков, Сергей Петрович. Техническая механика. Курсовое проектирование [Текст] : учеб. пособие: рек. ДВ РУМЦ: в 2 ч. Ч. 1, 2008. - 170 с.
3. Аркуша, Александр Иоакимович. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов [Текст] : Учеб.: рек. Мин. обр. РФ / А.И. Аркуша, 2002. - 352 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин [Текст] : Учеб.: рек. Мин. обр. РФ / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов, 2002. - 408 с. с.
5. Завистовский В.Э. Техническая механика [Текст] : Учеб. пособие. Доп. Мин. обр. Респ. Беларусь / Завистовский В.Э., Захаров Н.М., 2000. - 416 с.

б) дополнительная литература:

1. Техническая (прикладная) механика [Текст] : учеб.-метод. комплекс для спец. 140204, 140205, 140211, 140203, 220301 / АмГУ, Эн.ф., 2009. - 364 с.
2. Детали машин: Атлас конструкций [Текст] : в 2 ч.: учеб. пособие: рек. Мин. обр. / под общ. ред. Д. Н. Решетова. Ч. 1, 1992. - 352 с.
3. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова, 1987. - 496 с.
4. Юдин, Владимир Андреевич. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас, 1977. - 528 с.

в) программное обеспечение и Интернет-ресурсы:

1. Электронная библиотека АмГУ: <http://www.amursu.ru/>

г) периодические издания:

1. Вестник Московского университета. Сер. 6, Экономика.
2. Общество и экономика.

10. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «Основы проектирования и конструирования»

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3
1	103	Учебные видеофильмы "Механизмы в современной технике". Модели механизмов. Плакаты по разделам "Теория механизмов и машин", "Сопротивление материалов" и "Детали машин". Приборы, лабораторные стенды и мерительный инструмент. Тесты. Программы расчета кинематических параметров механизмов на ПЭВМ. Образцы чертежей к выполнению расчетно-графических работ. Методические указания к выполнению расчетно-графических заданий

2. Краткое изложение программного материала

Лекция 1 «Структура механизмов и машин»

Структура машины и ее функциональные части

В машине можно выделить несколько основных функциональных частей (рис. 1.1). Основную часть машины составляет исполнительный механизм, который совершает тот рабочий процесс, ради которого создавалась машина. Вместе со вспомогательными механизмами (например, редуктором, мультипликатором, коробкой скоростей и т.п.) он составляет *механическую систему* машины (МС). Входу (входному звену) сообщается движение, определяемое некоторой обобщенной координатой q . Механическая система преобразует это движение в требуемое движение выходного (рабочего) звена, определяемое выходной координатой x . К входному звену приложена обобщенная движущая сила Q , которая преобразуется в МС в силу P на выходном звене. Различные расчетные модели именно этой части машины мы будем исследовать при рассмотрении вопросов, связанных со структурой, геометрией, кинематикой механизмов. При решении первой задачи динамики оказывается, что необходимо включить в рассматриваемую модель и рабочий процесс (РП), который также можно считать частью машины. МС совершает рабочий процесс с помощью силы P , действующей на выходном звене.

Рис. 1.1. Структурная схема машины

Неотъемлемой частью машины является *двигатель* (Д), который сообщает механической системе МС движение и в котором создается обобщенная движущая сила Q . Модель двигателя включается в рассмотрение при решении второй задачи динамики – определении закона движения при заданных силах.

Современные машины снабжаются *системами программного управления* (СПУ), которые формируют управляющие сигналы u , поступающие на вход двигателя. Для корректировки движения используется *система обратной связи* (СОС). Она получает информацию о движении выходного звена МС и формирует корректирующий сигнал Δu , уменьшающий возникающую ошибку.

Основные модели теории механизмов и машин

1. Простейшая модель, которой будем пользоваться в дальнейшем – звено. В зависимости от решаемых задач эта модель может обладать разными свойствами (жесткое звено, упругое звено). На первых этапах мы будем считать звено недеформируемым и рассматривать его как абсолютно твердое тело (жесткое звено). Эта модель используется для расчета поведения одной или нескольких жестко связанных между собой деталей. В зависимости от вида движения звенья имеют традиционное название. Неподвижное звено называется *стойкой*; на схемах его подчеркивают косой штриховкой. Звено, совершающее вращение вокруг неподвижной оси, называется *кривошипом*. Если звено совершает качательное движение (неполный оборот), то его называют *коромыслом*. Звено, совершающее возвратно-поступательное движение, – *ползун*. Звено, совершающее плоское движение – *шатун*.

2. Модель подвижного соединения двух звеньев называется *кинематической парой* (КП). Эта модель обладает следующими свойствами: элементы кинематических пар считаются недеформируемыми, а связи, накладываемые кинематической парой, являются голономными, стационарными и удерживающими. Важной характеристикой КП является число степеней свободы s , которое оставляет КП в относительном движении соединяемых ею звеньев. Например, если КП оставляет одну степень свободы в относительном движении ($s=1$), то такую пару называют *одноподвижной*. На рис. 1.2 представлена *вращательная одноподвижная* КП (координата φ , определяющая относительное перемещение звеньев, является угловой), а на рис. 1.3. – *поступательная одноподвижная* КП (координата x , определяющая относительное перемещение звеньев, является линейной). Пример модели вращательной КП – соединение ротора двигателя со статором; поступательной КП – соединение салазок с направляющими. Одноподвижной парой является также и так называемая *винтовая* пара, моделирующая соединение типа «винт-гайка», несмотря на то, что в такой паре имеется два вида относительного движения – поступательное и вращательное, т.к. два этих движения не являются независимыми (рис. 1.4). *Двухподвижная* пара оставляет две степени свободы в относительном движении ($s=2$). Это может быть, например, цилиндрическая пара (рис. 1.5), которая допускает относительное вращательное и поступательное движение, как в дверной петле. Если в соединении, моделируемом одноподвижной КП, одну из деталей рассверлить, то число степеней свободы в относительном движении увеличится. Тогда надо воспользоваться моделью двухподвижной (рис. 1.6, а) или *трехподвижной* (рис. 1.6,б) КП. Трехподвижной парой можно также моделировать и сферический шарнир (рис. 1.7,б). Иногда число степеней свободы в сферическом шарнире ограничивают, устанавливая на внутреннюю сферу палец и высверливая в наружной сфере паз; полученное соединение моделируется двухподвижной КП (рис. 1.7, а). Самое большое число степеней свободы в относительном движении, которое может оставить одна КП, равно пяти.

Иногда в КП указывается еще одно свойство. Если у двух звеньев, входящих в пару, можно построить общие поверхности, то такие пары называют *низшими* (например, во вращательной паре можно построить общий цилиндр, а в поступательной – общую плоскость). В противном случае пару называют высшей: при каждом положении звеньев имеются только общие линии или точки, расположение которых меняется в процессе движения (рис. 1.8). Высшей кинематической парой моделируется, например, соединение двух зубчатых колес между собой.

Иногда на схеме в одном месте изображают сразу две кинематические пары. Например, на рис. 1.9, а звенья 1 и 2 образуют одну вращательную пару, а звено 3 со звеном 1 или 2 – вторую. На рис. 1.9, б также изображены две КП: звено 1 со звеном 2 образует вращательную КП, а звено 2 со звеном 3 – поступательную.

3. Соединив некоторое число звеньев между собой с помощью КП, получим модель, обладающую новыми свойствами – кинематическую цепь. *Кинематическая цепь* – совокупность звеньев, связанных между собой кинематическими парами (рис. 1.10). Она характеризуется числом степеней подвижности или, иначе говоря, числом двигателей, которые надо подсоединить к цепи для того, чтобы полностью определить положение всех звеньев цепи.

Найдем число степеней подвижности кинематической цепи, содержащей N звеньев. Общее число степеней подвижности N звеньев, не связанных между собой, равно $6N$, однако каждая s -подвижная КП отнимает $6-s$ степеней подвижности: 1-подвижная КП – пять, 2-хподвижная – четыре и т.д. Таким образом, у кинематической цепи остается число степеней подвижности $W_{ц}$:

$$W_{ц} = 6N - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 6N - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s \quad (1.1)$$

где p_s – число s -подвижных кинематических пар в цепи.

Для примера, показанного на рис. 1.10, имеем:

$N=4$;

$p_1=1$ (поступательная пара В);

$p_2=1$ (цилиндрическая пара А);

$p_3=1$ (сферический шарнир С);

$W_{II}=6 \cdot 4 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 12$.

4. Кинематическая цепь, в которой одно из звеньев принято за неподвижное, называется *механизмом*. Поскольку неподвижное звено не обладает подвижностью, для определения числа степеней подвижности механизма W это звено нужно вычесть из числа N :

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s \quad (1.2)$$

Формула (1.2) называется *формулой Малышева*. Пользуясь формулой (1.2), определим число степеней подвижности исполнительного механизма промышленного робота, показанного на рис. 1.11. Отметим, что все КП в этом механизме – одноподвижные (одна поступательная и две вращательных), тогда:

$$W = 6(4 - 1) - 5 \cdot 3 = 3.$$

Следовательно, для того, чтобы полностью и однозначно определить положение звена 4, необходимо задать 3 входные координаты; на рис. 1.11 они обозначены q_1, q_2, q_3 . Если это условие будет выполнено, то такой механизм – нормальный. *Нормальным* механизмом называется такой, в котором число входов совпадает с числом степеней подвижности. Модель «нормальный механизм» была предложена проф. М.З.Коловским; она удобна тем, что поддается геометрическому анализу. Однако у механизма может быть большое число звеньев и, следовательно, система уравнений, описывающая такой механизм, будет содержать большое число уравнений. Для того, чтобы упростить анализ сложного механизма, удобно разбить его на более простые модели – структурные группы.

Следует отметить, что рассмотренная модель механизма с жесткими звеньями имеет число степеней подвижности, равное числу степеней свободы. Если модель жесткого звена, входящего в состав механизма, заменить на модель упругого звена, то число степеней свободы увеличится, а число степеней подвижности не изменится. Модели механизмов с упругими звеньями рассматриваются в специальных разделах ТММ и в дисциплине «Колебания в машинах».

5. *Структурная группа* – кинематическая цепь, в которой число входов равно числу степеней подвижности. Такое понятие структурной группы было предложено проф. М.З.Коловским. Структурная группа также, как и нормальный механизм, поддается геометрическому анализу. Частным случаем структурной группы является группа, получившая название *группы Ассура*, в которой число степеней подвижности равно нулю. Модель «структурная группа» удобно использовать не только для анализа механизмов, но и для проектирования новых механизмов: при присоединении к стойке структурных групп всегда будет получаться нормальный механизм.

Рассмотрим примеры. На рис. 1.12 изображено звено, имеющее одну вращательную одноподвижную пару. Число степеней подвижности $W = 6 \cdot 1 - 5 \cdot 1 = 1$. Если задать один вход, обозначенный входной координатой q_1 , получим одноподвижную группу. Присоединив ее к стойке, получим одноподвижный механизм, состоящий из одного подвижного и одного неподвижного звена.

На рис. 1.13 изображен механизм, включающий в себя, кроме стойки, звенья АВ, ВС и CD. Звено АВ, включающее в себя вращательную пару А, как мы выяснили, является одноподвижной группой. Оставшиеся два звена ВС и CD имеют одну

одноподвижную пару D, одну двухподвижную пару C и трехподвижную пару B; таким образом, $W_{ц}=6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 0$. Следовательно, эта цепь является структурной группой Ассура, а весь механизм состоит из одной одноподвижной группы и одной группы Ассура.

На рис. 1.14 изображена схема платформы Стьюарта. В ней $N=14$, $p_1=6$, $p_2=6$, $p_3=6$. Следовательно, $W=6(14-1)-5 \cdot 6 - 4 \cdot 6 - 3 \cdot 6 = 6$, т.е. платформа обладает шестью степенями подвижности.

Повторить по лекции 1:

Модели:

- звено;
- кинематическая пара;
- кинематическая цепь;
- механизм; нормальный механизм;

- структурная группа; группа Ассура;

Формулы:

- формула Малышева для определения числа степеней подвижности.

Термины:

- кривошип;
- шатун;
- коромысло;
- число степеней подвижности.

Лекция 2 «Механизмы с избыточными связями»

Механизмы с избыточными связями и «лишними» степенями подвижности

Рассмотрим механизм, показанный на рис. 1.15, а. Его называют *шарнирным четырехзвенником*, так как у него - четыре звена, включая стойку, и все кинематические пары (КП) являются шарнирами. На реальной модели видно, что механизм является одноподвижным: вращая кривошип, мы сообщаем полностью определенное движение остальным звеньям. Однако из формулы Малышева (1.2, лк1) следует, что число степеней подвижности механизма отрицательно: $W=6(4-1)-5 \cdot 4 = -2$, т.е. рассматриваемая схема представляет собой неподвижную ферму. Очевидное несоответствие объясняется тем, что мы подставили в формулу (1.2) и те связи, которые в реальном механизме не используются. Их называют *избыточными связями*. Например, в данном механизме все звенья движутся в параллельных плоскостях, следовательно, те связи, которые не позволяют звеньям выйти из плоскости их движения, не использованы. Такие связи можно убрать, и при этом число степеней подвижности механизма не изменится. Например, вместо одноподвижной КП можно поставить двухподвижный цилиндрический шарнир, который позволяет звеньям выходить из плоскости их относительного вращения, однако эта возможность в данном механизме не будет использована, поскольку нет сил, которые вынуждали бы звенья выйти из плоскости их движения. Однако если окажется, что оси всех шарниров четырехзвенника не будут строго параллельны друг другу, то звенья будут стремиться двигаться уже не в параллельных плоскостях; в этом случае проявятся избыточные связи, которые не дадут звеньям провернуться и превратят механизм в ферму.

Механизмы с избыточными связями используют для повышения жесткости конструкции. Однако они накладывают повышенные требования к точности изготовления деталей и их монтажа (в данном случае – требование к соблюдению параллельности осей шарниров), и, следовательно, ведут к удорожанию конструкции. Если эти требования выполнены не в достаточной степени, то для проворачивания механизма нужно прилагать повышенные усилия, что может привести к увеличению трения, повышенному износу, заклиниванию механизма и даже к его поломке. Для того, чтобы избежать этого, иногда

прибегают к рассверливанию отверстий в шарнирах. При этом одноподвижные КП превращаются в двухподвижные (рис. 1.15, б). Число степеней подвижности в таком механизме равно: $W=6(4-1)-5\cdot 1-4\cdot 3=1$. Однако в таком механизме появляются зазоры в соединениях, следовательно, падает точность работы механизма; при перемене знака передаваемых усилий в соединении возникает ударная нагрузка на соединения, что приводит к их поломке.

Для того, чтобы определить число избыточных связей q , достаточно вычесть из числа степеней подвижности, найденного опытным путем, число степеней подвижности, найденное по формуле (1.2). В случае шарнирного четырехзвенника это $1-(-2)=3$. Формула Малышева с учетом избыточных связей имеет вид:

$$W = 6(N - 1) - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s - q \quad (1.2')$$

Рассмотрим еще один четырехзвенный механизм, представленный на рис. 1.16. У него один одноподвижный шарнир и три двухподвижных, которые допускают относительное вращение входящих в них звеньев вокруг двух осей, следовательно, общее число степеней подвижности равно 1. Однако в некоторых положениях может оказаться так, что оси, допускающее относительное вращение звеньев, у двух несмежных шарниров совпадут, как показано на рис. пунктирной линией. Возникнет мгновенная ось вращения, вокруг которой будут стремиться повернуться шатун и коромысло. То есть появилась «лишняя» степень подвижности, не выявленная формулой Малышева и обусловленная подбором кинематических пар. Механизм, показанный на рис. 1.16, носит название механизма *Теннета*. В этом механизме возможно появление «лишних» степеней подвижности, выраженное вращением шатуна и коромысла вокруг их продольных осей.

Плоские механизмы и плоские группы Ассура

Плоский механизм – такой, в котором звенья перемещаются в параллельных плоскостях. Эта модель используется достаточно часто. Для таких моделей для определения числа степеней подвижности удобно пользоваться *формулой Чебышева*:

$$W_{\text{п}}=3(N-1)-2p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \quad (1.3)$$

Здесь N – число звеньев механизма, $p_{\text{н}}$ – число низших кинематических пар, $p_{\text{в}}$ – число высших кинематических пар. Вывод этой формулы достаточно очевиден: в плоскости движения звенья обладают тремя степенями подвижности; каждая низшая пара отнимает у звеньев по две степени подвижности, оставляя по одной; каждая высшая пара отнимает, соответственно, по одной степени подвижности.

В соответствии с формулой Чебышева число степеней подвижности шарнирного четырехзвенника, показанного на рис. 1.15, а, составляет: $W_{\text{п}}=3(4-1)-2\cdot 4=1$.

Рассмотрим кулачковый механизм, представленный на рис. 1.17. Здесь звено 1 – *кулак*, звено 2 – *толкатель*, звено 3 – *ролик*, 4 – *стойка*. Ролик в кулачковых механизмах ставится для уменьшения потерь на трение (замена трения скольжения на трение качения). В механизме три низших кинематических пары (две вращательных и одна поступательная) и одна высшая (соединение кулака и ролика). По формуле Чебышева $W_{\text{п}}=3(4-1)-2\cdot 3-1\cdot 1=2$. Вторая степень подвижности (вращение ролика вокруг своей оси) – «лишняя».

В плоских механизмах, также как и в пространственных, можно выделить структурные группы; число степеней подвижности плоских структурных групп $W_{\text{пр}}$ находится по формуле:

$$W_{\text{пр}}=3N-2\cdot p_{\text{н}}-p_{\text{в}} \quad (1.4)$$

Если $W_{\text{пр}}=0$, то такая структурная группа называется плоской группой Ассура. Рассмотрим возможные плоские группы Ассура.

$N=1$, тогда $p_{\text{н}}=1$ и $p_{\text{в}}=1$ (в группе Ассура с одним звеном должна быть одна низшая и одна высшая КП – рис. 1.18, а). Присоединив однозвенную группу Ассура к одноподвижной группе и к стойке, получим механизм с коромысловым толкателем (рис. 1.18, б). Структуру механизма можно представить в виде схемы, называемой *графом*: вершины графа, обозначаемые кружками, представляют собой структурные группы, внутри которых цифрами проставляют число звеньев группы и число степеней подвижности группы; ребра графа, связывающие вершины, обозначают КП, с помощью которых группы соединяются между собой. Вершина графа с нанесенной косой штриховкой обозначает стойку. Таким образом, граф структуры, изображенный на рис. 1.18, в показывает, что структура механизма представляет собой однозвенную одноподвижную группу, которая связана с однозвенной группой Ассура и со стойкой.

Если $N=2$ (такую группу Ассура называют *диадой*), тогда $p_{\text{н}}=3$, $p_{\text{в}}=0$, то есть в двухзвенной группе Ассура должны быть три низшие кинематические пары. Это могут быть вращательные или поступательные КП в различных сочетаниях. На рис. 1.19, а показана диада с тремя вращательными парами (она обозначается ВВВ), а на рис. 1.19, б – схема механизма, образованного с этой диадой (это уже упоминавшийся шарнирный четырехзвенник). На рис. 1.20, а представлена диада ВВП (две вращательных и одна поступательная КП), а на рис. 1.20, б – схема механизма с диадой ВВП (кривошипно-ползунный механизм). Шарнирный четырехзвенник и кривошипно-ползунный механизм имеют одинаковую структуру: к стойке присоединена однозвенная одноподвижная группа, включающая в себя кривошип и вращательную КП, а к ней – диада ВВВ или ВВП. На рис. 1.21 показан граф структуры этих двух механизмов.

Если $N=3$, то в группе Ассура могут быть четыре низшие КП и одна высшая, как на рис. 1.22 ($p_{\text{н}}=4$, $p_{\text{в}}=1$, $W_{\text{пр}}=3\cdot 3-2\cdot 4-1=0$), либо три низших и три высших КП ($W_{\text{пр}}=3\cdot 3-2\cdot 3-3=0$), либо две низших и пять высших ($W_{\text{пр}}=3\cdot 3-2\cdot 2-5=0$); такие группы уже не реализуют.

Четырехзвенная группа Ассура ($N=4$) должна содержать 6 низших КП, как, например, на рис. 1.23, а. ($p_{\text{н}}=6$, $p_{\text{в}}=0$, $W_{\text{пр}}=3\cdot 4-2\cdot 6=0$). Присоединив такую группу к однозвенной одноподвижной группе и к стойке, получим механизм, показанный на рис. 1.23, б. Граф структуры такого механизма представлен на рис. 1.23, в.

Структурные преобразования механизмов

Представление механизма в виде структурных групп зависит от расположения входа (входного звена). Если перенести вход в механизме, то изменится его структура. *Структурное преобразование* состоит в условном перенесении входов, целью которого является упрощение структуры механизма.

Рассмотрим механизм, представленный на рис. 1.24, а. Если в качестве входного звена выбрать звено DF, то весь механизм разобьется на три структурные группы: однозвенную одноподвижную (звено DF со вращательной КП), диаду ВВВ (звенья CD и CE с тремя вращательными КП) и еще одну диаду ВВВ (звенья OA и AB с тремя вращательными парами). Граф структуры преобразованного механизма представлен на рис. 1.24, б. В результате структурного преобразования мы условно избавились от громоздкой четырехзвенной группы, заменив ее на две диады.

При исследовании механизмов с несколькими степенями подвижности часто используется структурное преобразование, называемое, по предложению проф. М.З.Коловского, структурной инверсией. При структурной инверсии выходные координаты механизма (координаты рабочих органов) рассматриваются как входные, а обобщенные координаты входных звеньев и пар – как выходные.

Рассмотрим пример. На рис. 1.25, а представлена схема плоской платформы. Число степеней подвижности по формуле Чебышева $W_{\pi}=3 \cdot (6-1)-2 \cdot 6=3$. Следовательно, в механизме надо задать три входа: q_1, q_2, q_3 . В случае, если эти входы заданы так, как показано на рисунке, механизм распадается на следующие структурные группы: две однозвенные одноподвижные (звенья OA и DE с вращательным КП) и одну трехзвенную одноподвижную (звенья AB, BC, CD с четырьмя вращательными КП). Граф структуры такого механизма показан на рис. 1.25, б. Выходными координатами в этом случае являются координаты некоторой точки M звена BC и угол наклона этого звена φ . Выполним структурную инверсию механизма. Примем координаты x_M, y_M, φ за входные, а обобщенные координаты q_1, q_2, q_3 – за выходные. Тогда структура механизма изменится, а граф структуры будет таким, как показано на рис. 1.25, в: к стойке присоединена однозвенная трехподвижная группа (звено BC: $W=3 \cdot 1-0=3$), которая связана с двумя группами Ассур типа ВВВ (диады, включающие в себя звенья OA и AB с одной стороны, и CD и DE – с другой). Тем самым мы понизили максимальное число звеньев в структурных группах с трех до двух.

Повторить по лекции 7:

Модели:

- избыточная связь;
- плоский механизм;
- плоская группа Ассур.

Формулы:

- формула Чебышева для определения числа степеней подвижности плоского механизма.

Термины:

- шарнирный четырехзвенник;
- кулак;
- толкатель;
- диада;
- структурное преобразование;
- структурная инверсия.

Лекция 3-4 «Кинематический анализ механизмов»

Кинематический анализ механизмов

После проведения геометрического анализа приступают к кинематическому. *Задачей кинематического анализа* является определение скоростей и ускорений точек механизма, угловых скоростей и угловых ускорений его звеньев при заданных законах изменения обобщенных скоростей $\dot{q}_s(t)$ и обобщенных ускорений $\ddot{q}_s(t)$, т.е. первых и вторых производных по времени от обобщенных координат.

Пусть для одноподвижного механизма ($W=1$) определена функция положения некоторой точки M:

$$x_M = \Pi_x(q) \quad (2.18)$$

Дифференцируя (2.18) по времени, получим:

$$\dot{x}_M = \frac{dx_M}{dt} = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{dq}{dt} = \Pi'_x \cdot \dot{q}, \quad (2.19)$$

где \dot{q} - обобщенная скорость, а Π'_x - *аналог скорости* или первая геометрическая передаточная функция. Отметим, что аналог скорости Π'_x является геометрической характеристикой механизма, в отличие от скорости, которая является кинематическим параметром. В частности, если обобщенная координата – угловая, то аналог скорости Π'_x имеет ту же размерность, что и функция положения $\Pi_x(q)$. В дальнейшем будет показано, что аналог скорости является важной характеристикой механизма, определяющей его качество.

Для определений ускорения точки М продифференцируем выражение (2.19) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{d^2 x_M}{dt^2} = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} \cdot \left(\frac{dq}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q} \cdot \frac{d^2 q}{dt^2} = \Pi''_x (\dot{q})^2 + \Pi'_x \ddot{q}, \quad (2.20)$$

где $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q^2} = \Pi''_x$ - аналог ускорения или вторая геометрическая передаточная функция. Так же, как и аналог скорости, аналог ускорения является геометрической характеристикой механизма.

\ddot{q} - обобщенное ускорение.

Часто мы будем ограничиваться рассмотрением случая: $\dot{q} = \text{const}$, $\ddot{q} = 0$; тогда $\ddot{x}_M = \Pi''_x (\dot{q})^2$.

В качестве примера рассмотрим механизм с внутренним входом (рис. 2.9,а). Такие механизмы встречаются в гидро- или пневмоприводах: звено 3 – цилиндр, звено 2 – поршень и шток. Обобщенная входная q – это перемещение поршня относительно цилиндра. В этом случае оказывается, что расстояние между точками А и С является переменным: $AC = l + q$, где $l = \text{const}$. Особенностью такого механизма является то, что он содержит только одну трехзвенную одноподвижную структурную группу, которая присоединена к стойке (рис. 2.9, с). Отметим, что, поскольку кинематическая пара В – поступательная, то угол поворота звена 2 и звена 3 – один и тот же - φ_3 . Одинаковыми у них будут также угловые скорости и угловые ускорения. Обозначим $OA=l_1$; составим функцию положения звеньев 1 и 3:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 &= x_C + (l + q) \cos \varphi_3; \\ l_1 \sin \varphi_1 &= y_C + (l + q) \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Продифференцируем (2.21) по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial q} &= \cos \varphi_3 - (l + q) \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q}; \\ l_1 \cos \varphi_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial q} &= \sin \varphi_3 + (l + q) \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Обозначим аналоги угловой скорости первого и второго звена : $\frac{\partial \varphi_1}{\partial q} = \varphi'_1$;

$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q} = \varphi'_3$. Нетрудно видеть, что относительно аналогов скорости система уравнений (2.22) является линейной:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1' + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= \cos \varphi_3; \\ l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1' - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' &= \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (2.22')$$

Отсюда несложно найти аналоги скорости:

$$\varphi_1' = \frac{\begin{vmatrix} \cos \varphi_3 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-\cos^2 \varphi_3 (1+q) - \sin^2 \varphi_3 (1+q)}{l_1 (1+q) (\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3)} = -\frac{1}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \quad (2.23)$$

Отметим, что знаменатель выражения (2.23) (якобиан) обращается в ноль при $\varphi_1 = \varphi_3 \pm \pi n$, $n=0, 1, \dots$. В этих случаях механизм попадает в особые положения (рис. 2.9, б), а аналог скорости $\varphi_1' \rightarrow \infty$. Поэтому механизм стремятся не доводить до этого положения. Например, в автомобилях-самосвалах опрокидывающуюся платформу, связанную со звеном 1, опускают на упор, не позволяющий механизму попасть в особое положение.

$$\varphi_3' = \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & \cos \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & \sin \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \frac{-l_1 \sin \varphi_1 \sin \varphi_3 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_3}{l_1 (1+q) (\sin \varphi_1 \cos \varphi_3 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_3)} = -\frac{\operatorname{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q)}. \quad (2.24)$$

Для отыскания аналогов углового ускорения φ_1'' и φ_3'' продифференцируем систему уравнений (2.22') по обобщенной координате q :

$$\begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= -\sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ -l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 + l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' + (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Система уравнений (2.25) является линейной относительно аналогов ускорений:

$$\begin{aligned} -l_1 \sin \varphi_1 \cdot \varphi_1'' + (1+q) \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3'; \\ + l_1 \cos \varphi_1 \cdot \varphi_1'' - (1+q) \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'' &= l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3'. \end{aligned} \quad (2.25')$$

Отметим, что $2 \cdot \varphi_3'$ - аналог кориолисова ускорения, $l_1 \varphi_1'' (1+q) \cdot \varphi_3''$ - аналоги вращательных составляющих ускорений, $l_1 (\varphi_1')^2, (1+q) (\varphi_3')^2$ - аналоги центростремительных составляющих ускорений; в уравнениях (2.25) стоят проекции этих аналогов соответственно на оси Ox и Oy . Напомним, что для того, чтобы получить сами значения ускорений, надо в соответствии с (2.20) и при условии $\dot{q} = \text{const}$ умножить аналоги ускорений на \dot{q}^2 .

Из (2.25') несложно найти аналоги угловых ускорений звеньев 1 и 3:

$$\varphi_1'' = \frac{\begin{vmatrix} l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \quad (2.26)$$

$$= \frac{-l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)(\varphi_1')^2 + (1+q)(\varphi_3')^2}{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$$

$$\varphi_3'' = \frac{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & l_1 \cos \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \cos \varphi_3 (\varphi_3')^2 - 2 \sin \varphi_3 \cdot \varphi_3' \\ l_1 \cos \varphi_1 & l_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1')^2 - (1+q) \sin \varphi_3 (\varphi_3')^2 + 2 \cos \varphi_3 \cdot \varphi_3' \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_1 \sin \varphi_1 & (1+q) \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 & -(1+q) \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} = \quad (2.27)$$

$$= \frac{(1+q)(\varphi_3')^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_1 (\varphi_1')^2 - 2\varphi_3' \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{(1+q) \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$$

Отметим, что в знаменателе выражений (2.26) и (2.27), как и в случае аналогов скоростей, стоит якобиан функций положений звеньев 1 и 3, т.е. при приближении к особому положению аналоги ускорений $\varphi_1'' \rightarrow \infty$ и $\varphi_3'' \rightarrow \infty$.

В многоподвижных механизмах функции положения являются функциями W обобщенных координат:

$$x_M = \Pi_x(q_1, q_2, \dots, q_W). \quad (2.28)$$

Продифференцировав (2.28) по времени, получим выражение для скорости точки M :

$$\dot{x}_M = \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_W} \dot{q}_W = \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \dot{q}_s \quad (2.29)$$

Для получения ускорения точки M надо продифференцировать (2.29) по времени:

$$\ddot{x}_M = \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1^2} \dot{q}_1^2 + \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_1 \partial q_2} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_1} \ddot{q}_1 + \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_2} \ddot{q}_2 + \dots = \sum_{l=1}^{l=W} \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s} \dot{q}_l \dot{q}_s + \sum_{s=1}^{s=W} \frac{\partial \Pi_x}{\partial q_s} \ddot{q}_s \quad (2.30)$$

Как видно из (2.29) и (2.30), для отыскания скоростей и ускорений в многоподвижных механизмах надо определять первые и вторые частные производные от функции положения по всем обобщенным координатам, а также смешанные производные типа $\frac{\partial^2 \Pi_x}{\partial q_l \partial q_s}$. Их определение рассмотрим на примере двухподвижного механизма (рис. 2.10).

Составим функцию положения:

$$\begin{aligned}
x_A &= l_1 \cos q_1, \\
y_A &= l_1 \sin q_1, \\
x_C &= x_D + l_4 \cos q_2, \\
y_C &= y_D + l_4 \sin q_2, \\
x_A + l_2 \cos \varphi_2 &= x_C + l_3 \cos \varphi_3, \\
y_A + l_2 \sin \varphi_2 &= y_C + l_3 \sin \varphi_3.
\end{aligned}
\tag{2.31}$$

В дальнейшем удобно представить (2.31) в более краткой форме:

$$\begin{aligned}
l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= x_D + l_4 \cos q_2 + l_3 \cos \varphi_3, \\
l_1 \sin q_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= y_D + l_4 \sin q_2 + l_3 \sin \varphi_3.
\end{aligned}
\tag{2.31'}$$

Возьмем производную от (2.31') по обобщенной координате q_1 :

$$\begin{aligned}
-l_1 \sin q_1 - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}; \\
l_1 \cos q_1 + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} &= l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1}
\end{aligned}
\tag{2.32}$$

Из (2.32) можно найти производные $\partial \varphi_2 / \partial q_1$ и $\partial \varphi_3 / \partial q_1$:

$$\frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} l_1 \sin q_1 & l_3 \sin \varphi_3 \\ -l_1 \cos q_1 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}
\tag{2.33}$$

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_1 \sin q_1 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_1 \cos q_1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}
\tag{2.34}$$

Далее продифференцируем (2.31') по обобщенной координате q_2 :

$$\begin{aligned}
-l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} + l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} &= -l_4 \sin q_2; \\
l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} - l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} &= l_4 \cos q_2.
\end{aligned}
\tag{2.35}$$

Из системы (2.35) найдем частные производные по q_2 :

$$\frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_4 \sin q_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_4 \cos q_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} = \frac{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & -l_4 \sin q_2 \\ l_2 \cos \varphi_2 & l_4 \cos q_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -l_2 \sin \varphi_2 & l_3 \sin \varphi_3 \\ l_2 \cos \varphi_2 & -l_3 \cos \varphi_3 \end{vmatrix}} \quad (2.37)$$

Для того, чтобы найти вторые частные производные $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1^2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1^2$, можно продифференцировать по q_1 выражения (2.33) и (2.34). Аналогично для отыскания производных $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_2^2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_2^2$ надо продифференцировать по q_2 выражения (2.36) и (2.37). Для того, чтобы найти смешанные производные $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1 \partial q_2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1 \partial q_2$, надо продифференцировать выражения (2.32) по q_2 или (2.35) по q_1 , например:

$$\begin{aligned} -l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} - l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial q_1 \partial q_2} &= -l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} - l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial q_1 \partial q_2}; \\ -l_2 \sin \varphi_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_2}{\partial q_2} + l_2 \cos \varphi_2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial q_1 \partial q_2} &= -l_3 \sin \varphi_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_1} \frac{\partial \varphi_3}{\partial q_2} + l_3 \cos \varphi_3 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial q_1 \partial q_2}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Выражения для смешанных производных $\partial^2 \varphi_2 / \partial q_1 \partial q_2$ и $\partial^2 \varphi_3 / \partial q_1 \partial q_2$ получите самостоятельно.

Повторить по лекции 3-4.

Задача геометрического анализа;
Аналог скорости;
Аналог ускорения;
Формулы (2.19) и (2.20).

Лекция 5-6. Критерии работоспособности деталей машин. Стадии проектирования. Конструкторская документация.

ВВЕДЕНИЕ

Современное общество отличается от первобытного использованием машин.

Применение предметов, усиливающих возможности рук (палки, камни), и особенно освоение дополнительных источников энергии (костёр, лошадь) не только позволило человечеству выжить, но и обеспечило в дальнейшем победу над превосходящими силами природы.

Жизнь людей, даже самых отсталых племён, теперь немислима без различных механических устройств и приспособлений (*греч. "механа" – хитрость*).

И хотя различные механические хитрости использовались уже в древнем Египте при строительстве пирамид, всерьёз говорить о применении машин можно лишь с эпохи промышленной революции XVIII века, когда изобретение паровой машины дало

гигантский технологический рывок и сформировало современный мир в его нынешнем виде. Здесь важен энергетический аспект проблемы.

С тех же пор наметились основные закономерности устройства и функционирования механизмов и машин, сложились наиболее рациональные и удобные формы их составных частей - деталей. В процессе механизации производства и транспорта, по мере увеличения нагрузок и сложности конструкций, возросла потребность не только в интуитивном, но и в научном подходе к созданию и эксплуатации машин.

В ведущих университетах Запада уже с 30-х годов XIX века, а в Санкт-Петербургском университете с 1892 года читается самостоятельный курс "Детали Машин". Без этого курса [9,16,18,22,23,32] теперь невозможна подготовка инженера-механика любой специальности.

Исторически сложившиеся в мире системы подготовки инженеров при всех национальных и отраслевых различиях имеют единую четырёхступенчатую структуру:

1. На младших курсах изучаются **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ НАУКИ**, которые представляют собой системы знаний о наиболее общих законах и принципах нашего мира. Это - Физика, Химия, Математика, Информатика, Теоретическая механика, Философия, Политология, Психология, Экономика, История и т.п.

2. Далее изучаются **ПРИКЛАДНЫЕ НАУКИ**, которые изучают действие фундаментальных законов природы в частных областях жизни, таковыми являются Техническая термодинамика, Теория прочности, Материаловедение, Сопrotивление материалов, Теория механизмов и машин, Прикладная механика, Вычислительная техника и т.п.

3. На старших курсах (3-й и выше) студенты приступают к изучению **ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН**, таких как НАШ КУРС, а также "Основы стандартизации", "Технология обработки материалов" и т.п.; отраслевые различия здесь ещё сравнительно невелики.

4. Обучение завершается освоением **СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН**, которые и составляют квалификацию инженера соответствующей специальности.

При этом подлинно высококвалифицированным специалистом, способным решать конкретные инженерно-технические проблемы становится лишь тот, кто усвоит взаимосвязь и преемственность между фундаментальными, прикладными, общетехническими и специальными знаниями.

Курс "**Основы конструирования и проектирования**" непосредственно опирается на курсы «Физика», «Инженерная графика», «Высшая математика» которыми, мы надеемся, студенты овладели в совершенстве. Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "**Инженерная графика**".

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА

Определим базовые понятия [21] в самом начале работы для систематизации учебного материала и во избежание двусмысленного толкования.

Расположим понятия по степени сложности.

ДЕТАЛЬ – (*франц. detail – кусочек*) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

ЗВЕНО – группа деталей, образующая подвижную или неподвижную относительно друг друга механическую систему тел.

СБОРОЧНАЯ ЕДИНИЦА – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций (ГОСТ 2.101-68).

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

МЕХАНИЗМ – система деталей, предназначенная для передачи и преобразования движения.

АППАРАТ – (*лат. apparatus – часть*) прибор, техническое устройство, приспособление, обычно некая автономно-функциональная часть более сложной системы.

АГРЕГАТ – (*лат. aggrego – присоединять*) унифицированный функциональный узел, обладающий полной взаимозаменяемостью.

МАШИНА – (*греч. "машина" – огромная, грозная*) система деталей, совершающая механическое движение для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения труда. Машина характерна наличием источника энергии и требует присутствия оператора для своего управления. Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

АВТОМАТ – (*греч. "аутоматос" – самодвижущийся*) машина, работающая по заданной программе без оператора.

РОБОТ – (*чешск. robot – работник*) машина, имеющая систему управления, позволяющую ей самостоятельно принимать исполнительские решения в заданном диапазоне.

Процесс разработки машин имеет сложную, разветвлённую неоднозначную структуру и обычно называется широким термином **ПРОЕКТИРОВАНИЕ** – создание прообраза объекта, представляющего в общих чертах его основные параметры. Под **КОНСТРУИРОВАНИЕМ** некоторые авторы понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые – лишь завершающую стадию его подготовки [14, 24, 25, 38]. Но в любом случае **цель и конечный результат конструирования – создание рабочей документации** (ГОСТ 2.102-68), по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Здесь также требуется дать базовые понятия:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ – документ, составляемый совместно заказчиком и разработчиком, содержащий общее представление о назначении, технических характеристиках и принципиальном устройстве будущего изделия.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ – дополнительные или уточнённые требования к изделию, которые не могли быть указаны в техническом задании (ГОСТ 2.118-73).

ТВОРЧЕСТВО – специфическая материальная или духовная деятельность, порождающая нечто новое или новую комбинацию известного.

ИЗОБРЕТЕНИЕ – новое решение технической задачи, дающее положительный эффект.

ЭСКИЗИРОВАНИЕ – процесс создания эскиза (*франц. esquisse – из размышлений*), предварительного рисунка или наброска, фиксирующего замысел и содержащего основные очертания создаваемого объекта.

КОМПОНОВКА – расположение основных деталей, узлов, сборочных единиц будущего объекта.

РАСЧЁТ – численное определение усилий, напряжений и деформаций в деталях, установление условий их нормальной работы; выполняется по мере необходимости на каждом этапе конструирования.

ЧЕРТЁЖ – точное графическое изображение объекта, содержащее полную информацию об его форме, размерах и основных технических условиях изготовления.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА – текстовый документ (ГОСТ 2.102-68), содержащий описание устройства и принципа действия изделия, а также технические характеристики, экономическое обоснование, расчёты, указания по подготовке изделия к эксплуатации.

СПЕЦИФИКАЦИЯ – текстовый табличный документ, определяющий состав изделия (ГОСТ 2.102-68).

ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ – первый этап проектирования (ГОСТ 2.119-73), когда устанавливаются принципиальные конструктивные и схемные решения, дающие общие представления об устройстве и работе изделия.

ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ – заключительный этап проектирования (ГОСТ 2.120-73), когда выявляются окончательные технические решения, дающие полное представление об изделии.

РАБОЧИЙ ПРОЕКТ – полный комплект рабочей документации (текстовой и графической ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), в которой содержится полная информация о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте машины.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ МАШИН

Машины, как и другие изделия, изготавливаются только по проекту, который, в любом случае, является совокупностью графических и текстовых документов. Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов устанавливается комплексом стандартов – Единой системой конструкторской документации (ЕСКД), разработанной в 70-е годы XX в [15].

Проектирование машин выполняют в несколько стадий, установленных ГОСТ 2.103-68. Для единичного производства это:

1. Разработка технического предложения по ГОСТ 2.118-73.
2. Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119-73.
3. Разработка технического проекта по ГОСТ 2.120-73.
4. Разработка документации для изготовления изделия.
5. Корректировка документации по результатам изготовления и испытания изделия.

Стадии проектирования при серийном производстве те же, но только корректировку документации приходится повторять несколько раз: сначала для опытного экземпляра, затем для опытной партии, затем по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии.

В любом случае, приступая к каждому этапу конструирования, как и вообще к любой работе, необходимо чётко обозначить три позиции:

Исходные данные – любые объекты и информация, относящиеся к делу ("что мы имеем?").

Цель – ожидаемые результаты, величины, документы, объекты ("что мы хотим получить?").

Средства достижения цели – методики проектирования, расчётные формулы, инструментальные средства, источники энергии и информации, конструкторские навыки, опыт ("что и как делать?").

Деятельность конструктора-проектировщика обретает смысл только при наличии заказчика – лица или организации, нуждающихся в изделии и финансирующих разработку.

Теоретически заказчик должен составить и выдать разработчику Техническое Задание – документ, в котором грамотно и чётко обозначены все технические, эксплуатационные и экономические параметры будущего изделия. Но, к счастью, этого не происходит, поскольку заказчик поглощён своими ведомственными задачами, а, главное, не имеет достаточных навыков проектирования. Таким образом, инженер не остаётся без работы.

Работа начинается с того, что заказчик и исполнитель совместно составляют (и подписывают) Техническое Задание. При этом исполнитель должен получить максимум информации о потребностях, пожеланиях, технических и финансовых возможностях

заказчика, обязательных, предпочтительных и желательных свойствах будущего изделия, особенностях его эксплуатации, условиях ремонта, возможном рынке сбыта.

Тщательный анализ этой информации позволит проектировщику правильно выстроить логическую цепочку "Задание – Цель – Средства" и максимально эффективно выполнить проект.

Разработка **Технического Предложения** начинается с изучения Технического Задания. Выясняются назначение, принцип устройства и способы соединения основных сборочных единиц и деталей. Всё это сопровождается анализом научно-технической информации об аналогичных конструкциях. Выполняются кинематический расчёт, проектировочные расчёты на прочность, жёсткость, износостойкость и по критериям работоспособности. Из каталогов предварительно выбираются все стандартные изделия – подшипники, муфты и т.п. Выполняются первые эскизы, которые постепенно уточняются. Необходимо стремиться к максимальной компактности расположения и удобства монтажа-демонтажа деталей.

На стадии **Эскизного Проекта** выполняются уточнённые и проверочные расчёты деталей, чертежи изделия в основных проекциях, прорабатывается конструкция деталей с целью их максимальной технологичности, выбираются сопряжения деталей, прорабатывается возможность сборки-разборки и регулировки узлов, выбирается система смазки и уплотнения. Эскизный проект должен быть рассмотрен и утверждён, после чего он становится основой для Технического Проекта. При необходимости изготавливаются и испытываются макеты изделия.

Технический Проект должен обязательно содержать чертёж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительную записку. Чертёж общего вида по ГОСТ 2.119-73 должен дать сведения о конструкции, взаимодействии основных частей, эксплуатационно-технических характеристиках и принципах работы изделия. Ведомость Технического Проекта и Пояснительная Записка, как и все текстовые документы должны содержать исчерпывающую информацию о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте изделия. Они оформляются в строгом соответствии с нормами и правилами ЕСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким образом, проект приобретает окончательный вид – чертежей и пояснительной записки с расчётами, называемыми **рабочей документацией**.

Требования к машинам и критерии их качества

Поскольку человеку свойственно хотеть всего и сразу, то требования к машинам многообразны и часто противоречивы, однако их можно условно разделить на основные взаимосвязанные группы:

- технологические требования;
- экономические требования;
- эксплуатационные требования.

Качество машины, т.е. её максимальное соответствие всем требованиям [19, 37] невозможно без неустанный внимания инженера на всех стадиях "жизни" машины.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (*греч. "крит эрион" – узкое место*) – некие конкретные параметры (*греч. "пара мэтрос" – измеряемый*), т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Однако известно, что полное удовлетворение всех требований – абсолютно невыполнимая задача, поэтому всегда приходится идти на компромисс, обозначая главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. Отметим поэтому лишь основные требования к деталям и машинам.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ – минимальная стоимость производства и эксплуатации.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции.

НАДЁЖНОСТЬ – свойство объекта сохранять во времени способность к выполнению заданных функций (ГОСТ 27.002-83).

Основными критериями качества машин считают:

МОЩНОСТЬ – скорость преобразования энергии;

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ – объём работы (продукции, информации), выполняемой в единицу времени;

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ – доля дошедшей до потребителя энергии (мощности);

ГАБАРИТЫ – предельные размеры;

ЭНЕРГОЁМКость - расход топлива или электричества отнесённый к объёму работы (пройденному расстоянию, произведённой продукции);

МАТЕРИАЛОЁМКость – количество конструкционного материала машины, обычно отнесённого к единице мощности;

ТОЧНОСТЬ – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.);

ПЛАВНОСТЬ ХОДА – минимальные ускорения при работе машины.

Условия нормальной работы деталей и машин

Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надёжности.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ деталей и машин определяется как свойство выполнять свои функции с заданными показателями и характеризуется следующими критериями:

ПРОЧНОСТЬ – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации);

ЖЁСТКОСТЬ – способность детали сопротивляться любой деформации;

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу;

ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур;

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

НАДЁЖНОСТЬ определяется как свойство детали и машины выполнять свои функции, сохраняя заданные показатели в течение заданного времени и, по существу, выражает собой перспективы сохранения работоспособности [30, 33].

В процессе работы детали и машины подвергаются не только расчётным нагрузкам, которые конструктор ожидает и учитывает, но и попадают во внештатные ситуации [13], которые очень трудно предусмотреть, как, например, удары, вибрация, загрязнение, экстремальные природные условия и т.п. При этом возникает отказ – утрата работоспособности вследствие разрушения деталей или нарушения их правильного взаимодействия. Отказы бывают полные и частичные; внезапные (поломки) и постепенные (износ, коррозия); опасные для жизни; тяжёлые и лёгкие; устранимые и неустраиваемые; приработочные (возникают в начале эксплуатации) и связанные с наличием дефектных деталей; отказы по причине износа, усталости и старения материалов.

Надёжной можно считать машину, имеющую следующие свойства.

БЕЗОТКАЗНОСТЬ – способность сохранять свои эксплуатационные показатели в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.

РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей посредством техобслуживания и ремонта.

СОХРАНЯЕМОСТЬ – способность сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Надёжность трудно рассчитать количественно, она обычно оценивается как вероятность безотказной работы на основании статистики эксплуатации группы идентичных машин.

При всей значимости всех описанных критериев, нетрудно заметить, что **ПРОЧНОСТЬ ЯВЛЯЕТСЯ ВАЖНЕЙШИМ КРИТЕРИЕМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАДЁЖНОСТИ.**

Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин [5, 26, 30, 36].

Действительно, немногого стоит технологичная, жёсткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешёвая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция самого передового дизайна, если она сломалась при первой же нагрузке!

Общие принципы прочностных расчётов

Все этапы проектирования, каждый шаг конструктора сопровождается расчётами. Это естественно, т.к. грамотно выполненный расчёт намного проще и в сотни раз дешевле экспериментальных испытаний.

Чаще всего конструктор имеет дело с расчётами на прочность [5, 12, 35].

Различают **проектировочные** и **проверочные** расчёты.

Проектировочный расчёт выполняется, когда по ожидаемым нагрузкам, с учётом свойств материала определяются геометрические параметры деталей.

Проверочный расчёт выполняют, когда известна вся "геометрия" детали и максимальные нагрузки, а с учётом свойств материала определяются максимальные напряжения, которые должны быть меньше допускаемых.

Несмотря на такие "провокационные" названия, следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

Математическая формулировка условия прочности любой детали очень проста:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau].$$

Или, говоря техническим языком: **НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛИ ДОЛЖНЫ БЫТЬ МЕНЬШЕ ДОПУСКАЕМЫХ**

Всегда, везде, при любых обстоятельствах конструктор обязан учитывать и обеспечивать такие условия работы, чтобы напряжения в материале деталей не превышали допускаемых.

В качестве допускаемых **нельзя** назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала.

Разница между допускаемыми и предельными напряжениями похожа на разницу между краем платформы метро и «белой линией», проведённой примерно в полуметре перед краем. Переход через «белую линию» грозит замечанием от дежурного, а стояние на краю – гибелью.

Допускаемые напряжения следует принимать меньше предельных, "с запасом":
 $[\sigma] = \sigma_{\text{предельное}} / n$,
где n - коэффициент запаса (обычно $1,2 < n < 2,5$).

В разных обстоятельствах коэффициент запаса может быть либо задан заказчиком, либо выбран из справочных нормативов, либо вычислен с учётом точности определения нагрузок, однородности материала и специфических требований к надёжности машин.

Выполнение всех видов прочностных расчётов для каждой детали займёт очень много времени. Поэтому инженер должен сначала изучить опыт эксплуатации подобных изделий. Это особенно удобно для типовых деталей и машин. Следует обратить внимание на то, какой вид поломок встречается чаще всего. Именно по этому виду поломок, точнее по вызывающим их напряжениям, следует выполнять предварительно проектировочный расчёт. По его результатам строится форма детали, а проверочный расчёт выполняется по напряжениям, вызывающим менее опасные дефекты.

В расчётах не следует гнаться за "абсолютной" точностью и использовать сложные "многоэтажные" формулы. Обширный опыт инженеров-расчётчиков показывает, что усложнение методик расчёта не даёт новых результатов.

Крупнейший советский специалист по прочностным расчётам деталей машин И.А. Биргер заметил [5], что в технических расчётах **"всё нужное является простым, а всё сложное – ненужным"**. Впрочем, похожая мысль высказывалась уже в библейских текстах, хотя и не по поводу машин.

В расчётах необходимо стремиться к корректным упрощениям.

Лекция 7-8 «Основные понятия теории прочности. Растяжение – сжатие»

Сопротивление материалов - наука о прочности, жесткости и устойчивости узлов и деталей инженерных конструкций. Методами сопротивления материалов ведут практические расчеты и определяют необходимые размеры элементов конструкций. Сопромат изучает поведение материалов при действии на них различных силовых факторов, и на основе анализа устанавливаются зависимости между внешними нагрузками и возникающими в материале внутренними усилиями. Сопротивление материалов является логическим продолжением теоретической механики и теории механизмов и опирается на *законы статики*. Однако, в отличие от упомянутых дисциплин, где учитываются законы движения тел, сопротивление материалов рассматривает задачи, в которых наиболее существенным являются свойства деформируемых тел, их способность сопротивляться воздействию извне и стремление сохранять первоначальную форму упругого равновесия.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СОПРОМАТА

Внешние силы

В процессе эксплуатации элементы конструкций подвергаются действию различного рода сил.

Внешними силами называют взаимодействия между элементами конструкции. Вес тела является мерой взаимодействия между телом и Землей.

Различают силы ***сосредоточенные и распределенные***.

Сосредоточенной называют силу, передающуюся на элемент конструкции через площадку, размеры которой малы по сравнению с размерами всего элемента, например, сила давления между зубьями зубчатой передачи. При расчетах, благодаря малости площадки, сосредоточенную силу считают приложенной в точке. Сосредоточенная сила

характеризуется *величиной* (модулем), *линией действия* (направлением) и *точкой приложения* (рис. 1.1, а).

Распределенная нагрузка характеризуется в каждой точке величиной и направлением вектора *интенсивности* этой нагрузки. Интенсивность может быть отнесена к единице объема, единице площади или единице длины.

Соответственно эти нагрузки называются **объемной** (вес тела), **поверхностной** (слой асфальта на мостовой) и **линейно распределенной** (снег, лежащий на проводах линии электропередачи).

Равномерно распределенную линейную нагрузку интенсивностью q можно заменить сосредоточенной силой F , умножив интенсивность q на длину распределения L и приложив силу F посередине длины распределения (рис. 1.1, в)

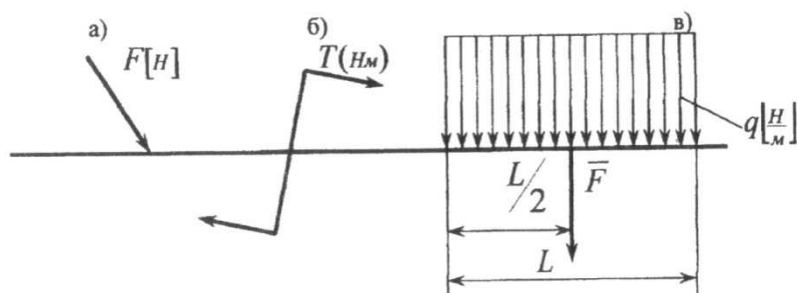


Рис. 1.1. Внешние нагрузки: а) сосредоточенная сила; б) пара сил; в) линейно распределенная нагрузка

Моментная нагрузка (пара сил или сосредоточенный момент T рис. 1.1 б) оказывает вращательный эффект, пытаясь повернуть тело.

По характеру действия силы можно разделить на **статические** и **динамические**.

Статические силы нагружают конструкцию постепенно, возрастая от нуля до определенного значения. В дальнейшем они не меняются или меняются незначительно, и ускорения элементов конструкции фактически равны нулю (собственный вес конструкции).

Динамические силы меняются по времени и действуют на конструкцию при наличии значительных ускорений отдельных ее частей (ударная, вибрационная нагрузка). Если нагрузка, действующая на тело, меняется не только по величине, но и по направлению, то потеря прочности произойдет значительно раньше, чем при действии статической нагрузки.

Необходимо отметить, что в сопротивлении материалов **реакции опор** тоже являются внешними силами и при решении конкретных задач определяются в первую очередь из условия равновесия конструкции под действием всех приложенных к ней сил и реакций.

Виды деформации

Изменение формы и размеров тел под действием внешних нагрузок называется **деформацией**.

Деформация называется **упругой**, если после прекращения действия внешних сил тело полностью восстанавливает свою первоначальную форму и размеры.

Необратимое изменение формы и размеров тела называется **пластической** (остаточной) деформацией.

Пластическая деформация наблюдается тогда, когда величина внешних сил превзойдет известный предел. Определение границы между упругой и пластической деформациями является одной из важных задач сопротивления материалов.

Различают четыре вида простейших деформаций (рис. 1.2): осевое растяжение, кручение, сдвиг, изгиб.

В реальных условиях элементы конструкции могут испытывать два или более типов деформации одновременно. Такие деформации называются сложными.

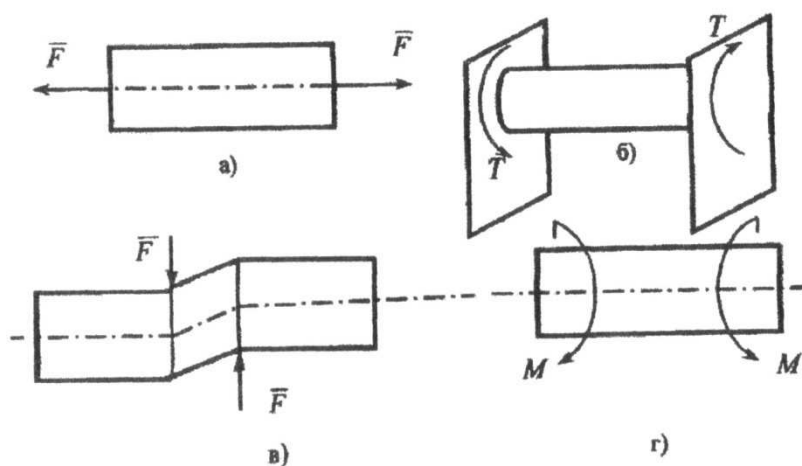


Рис. 1.2. Виды деформаций:
а) осевое растяжение (сжатие); б) кручение; в) сдвиг; г) изгиб

Внутренние силы

В элементах конструкций под действием внешних сил возникают *внутренние силы* сопровождающие деформацию. Эти внутренние силы сопротивляются стремлению внешних сил разрушить материал. Они стараются восстановить прежнюю форму и размеры деформируемого элемента.

Внутренние силы, нейтрализующие действие внешних сил, называются *силами упругости*.

Определение внутренних сил является важной задачей, т.к. позволяет установить, при каких условиях произойдет деформация тела.

Внутренние силы определяются *методом сечений*.

Тело рассекается произвольной плоскостью 1-1 и любая часть (например правая) отбрасывается (исключается из рассмотрения). Действие отброшенной части тела на оставшуюся часть показывается в виде внутренних сил, равнодействующая которых равна R .

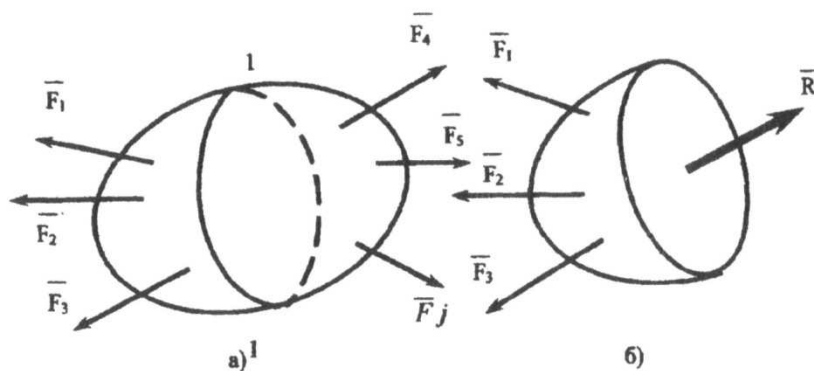


Рис. 1.3. Метод сечений:
а) уравновешенное тело; б) \bar{R} - равнодействующая внутренних сил

Рассматривается тело, нагруженное уравновешенной системой сил (рис. 1.3)

Тело рассекается произвольной плоскостью 1-1 и любая часть (например правая) отбрасывается (исключается из рассмотрения). Действие отброшенной части тела на оставшуюся часть показывается в виде внутренних сил, равнодействующая которых равна R .

Оставшаяся часть тела считается находящейся в равновесии по действию внешних сил, действующих на нее, и внутренних сил, возникнувших в сечении. Уравнение равновесия рассматриваемой части:

Векторное уравнение равновесия (1.1) эквивалентно шести скалярным уравнениям:

Из условия (1.2) могут быть найдены внутренние силы, если i читать, что они равномерно распределены по сечению.

Напомним основные правила составления уравнений равновесия:

- проекция силы на ось равна произведению модуля силы на косинус угла между линией действия силы и положительным направлением оси;
- проекция силы на ось равна нулю, если сила перпендикулярна оси;
- момент силы относительно оси равен произведению проекции силы на плоскость, перпендикулярную оси, на плечо силы;
- момент силы относительно оси равен нулю, если линия действия силы параллельна оси или пересекает эту ось.

Напряжения

Интенсивность внутренних сил характеризуется **напряжением**, которое показывает величину внутренней силы, приходящей на единицу площади **данного сечения**.

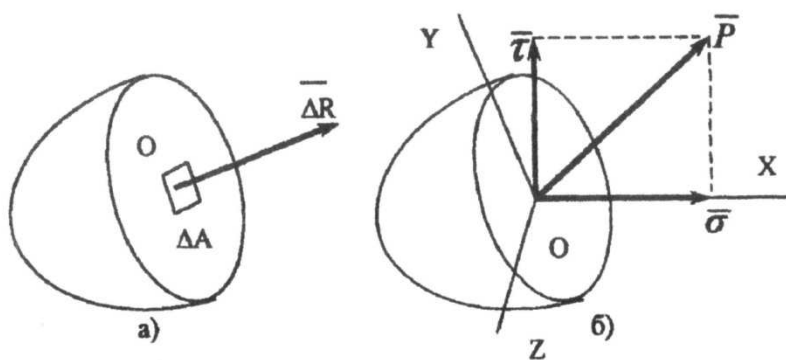


Рис. 1.4. Напряжение в точке:

а) внутренняя сила ΔR в точке O ; б) \vec{P} – полное напряжение в точке

Вокруг точки O данного тела выделяется малая площадка величиной A (рис 1.4,а).

Пусть R - равнодействующая внутренних сил, действующих на площадку AA .

Средняя интенсивность внутренних сил (*среднее напряжение*):

Напряжение измеряется в **паскалях**. При проведении практических расчетов используют кратные единицы: мегапаскали $\text{МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10^6 \text{ Н/мм}^2$ и гигапаскали $\text{ГПа} = 10^9 \text{ Па}$.

В пределе, получается **истинное (полное) напряжение в точке O** :

Полное напряжение P , направленное под произвольным углом к площади сечения, можно разложить на две составляющие (рис. 1.4, б):

Нормальное напряжение σ направлено по нормали к площадке сечения в данной точке.

Касательное напряжение T лежит в плоскости сечения и может иметь любое направление к ней.

Эти напряжения характеризуют напряженное состояние в точке O данного сечения.

Допущения, принятые в курсе «Сопротивление материалов»

Для упрощения инженерных расчетов в сопротивлении материалов принимаются следующие допущения относительно свойств материала, типа нагрузок и характера взаимодействия мчали и нагрузок:

- материал тела имеет сплошное (непрерывное) строение;
- материал детали **однороден**, т.е. обладает во всех точках одинаковыми свойствами;
- материал детали **изотропен**, т.е. обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами;
- в теле до приложения нагрузки нет начальных внутренних усилий. (Это допущение полностью не выполняется ни для одного материала);
- результат воздействия на тело системы сил равен сумме результатов воздействия тех же сил, прикладываемых к телу последовательно в любом порядке (принцип независимости действия сил);
- в точках тела, достаточно удаленных от мест приложения нагрузок, величина внутренних сил весьма мало зависит от конкретного способа осуществления этих нагрузок.

Вопросы для контроля

1. Назовите типы внешних нагрузок и дайте характеристику каждой из них.
2. Как производится замена линейно распределенной нагрузки сосредоточенной силой?
3. Дайте определение деформации.
4. Чем отличается упругая деформация от пластической?
5. В чем заключается суть метода сечений для определения внутренних сил?
6. Что называется напряжением?
7. Какие виды напряжения характеризуют напряженное состояние в точке?

ОСЕВОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

Напряжения и деформации

Если к призматическому стержню приложены вдоль его оси две равные, противоположно направленные силы, то они вызывают деформацию растяжения или сжатия. При растяжении стержень *удлиняется*, а при сжатии - *укорачивается*. Укорочение стержня представляет собой отрицательное удлинение. Для определения напряжений применяется метод сечений.

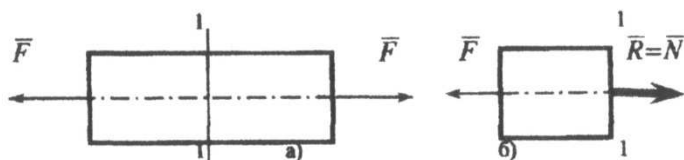


Рис. 2.1. Растяжение осевое: а) схема нагружения; б) определение внутренней силы

Брус, находящийся под действием осевой растягивающей нагрузки /кейно рассекается торцовым сечением 1-1. Правая часть отбрасывается*, Действие отброшенной части на оставшуюся показывается в виде сил упругости, направленных по нормали к плоскости сечения. равнодействующая внутренних сил \bar{Y} направлена вдоль оси бруса, уравнивает оставшуюся часть стержня (рис. 2.1, б) и будет состоять только из нормальной составляющей:

Предполагается, что стержень состоит из бесконечно тонких волокон, параллельных его оси, и что внутренние силы распределяются по всем волокнам равномерно.

На основании таких допущений вычисляется величина нормальной силы N в точке приложения этой силы.

Нормальная сила считается *положительной*, если она *растягивает* стержень.

Вычисляется значение нормального напряжения σ в этой точке.

где A - площадь поперечного сечения стержня.

Величина нормального напряжения при действии нескольких сил:
 где - сумма сил действующих по одну сторону от сечения; A - площадь поперечного сечения стержня»

Касательные напряжения в поперечных сечениях при растяжении не возникают.

Рассмотрим деформацию стержня при его растяжении. Пусть стержень длиной L_0 - с постоянной по длине площадью поперечного сечения A нагружен силой F (рис. 2.2).

При растяжении стержня увеличивается его длина и уменьшается поперечный размер (продольная и поперечная деформация).

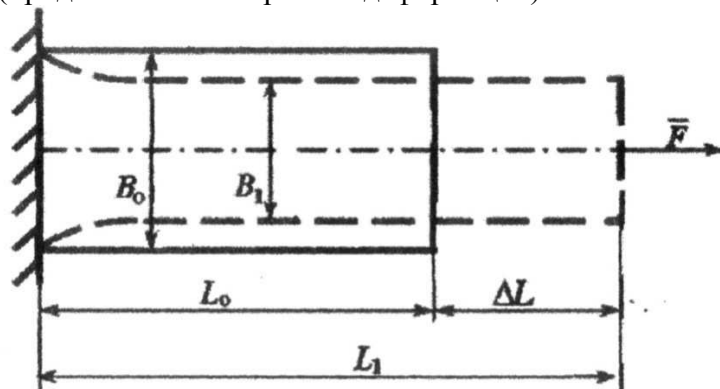


Рис. 2.2. Деформация растяжения

Вычисляется деформация в продольном направлении. Абсолютное удлинение стержня:

Относительное удлинение стержня:

Определяется деформация в поперечном направлении.

Абсолютное сужение стержня:

Относительное сужение:

При сжатии деформации рассчитываются аналогично и считаются отрицательными.

Опытным путем доказано, что для каждого материала отношение упругой относительной поперечной деформации к упругой относительной продольной деформации есть величина постоянная.

Эта величина называется коэффициентом Пуассона.

Коэффициент Пуассона характеризует упругие свойства материала. Величина его для большинства конструктивных материалов равна $\mu=0,25-0,35$.

Закон Гука

Закон Гука является одним из основных законов сопротивления материалов и устанавливает эмпирическую зависимость абсолютного удлинения стержня от величины растягивающей силы. Этот закон установлен экспериментально и справедлив лишь до предела пропорциональности материала:

где F - сила; L - длина стержня; A - площадь поперечного сечения; K - модуль упругости.

Упругое абсолютное удлинение стержня прямо пропорционально действующей силе, длине стержня и обратно пропорционально площади поперечного сечения и модулю упругости материала.

EA - жесткость стержня при растяжении.

С учетом формул (2.1.) и (2.4.) получено иное выражение закона Гука, позволяющее установить физический смысл модуля упругости E .

Нормальное напряжение при растяжении прямо пропорционально относительному удлинению стержня и модулю упругости.

При $\epsilon=1$ получаем $O = \ell$. Таким образом, модуль упругости равен напряжению, возникающему в материале при удлинении его в два раза.

Для мягкой низкоуглеродистой стали (Ст.3) $E=2 \cdot 10^5$ МПа.

Диаграмма растяжения мягкой стали

Полное представление о механических свойствах материала при растяжении может дать испытание его под нагрузкой.

Результаты испытаний нагляднее всего можно представить в виде диаграммы растяжения. На испытательных машинах имеется самописец, автоматически вычерчивающий диаграмму, отражающую зависимость удлинения от растягивающего усилия (Рис. 2.3.). Анализ этой зависимости позволяет ввести в **рассмотрение механические характеристики материала**, которые будут использоваться для расчетов на прочность.

На диаграмме можно выделить несколько характерных участков.

1. На прямолинейном участке ОА удлинение пропорционально нагрузке и материал следует закону Гука.

Напряжение, соответствующее точке А называется **пределом**

Пропорциональности.

где A_0 = площадь поперечного сечения образца. Для мягкой стали величина.

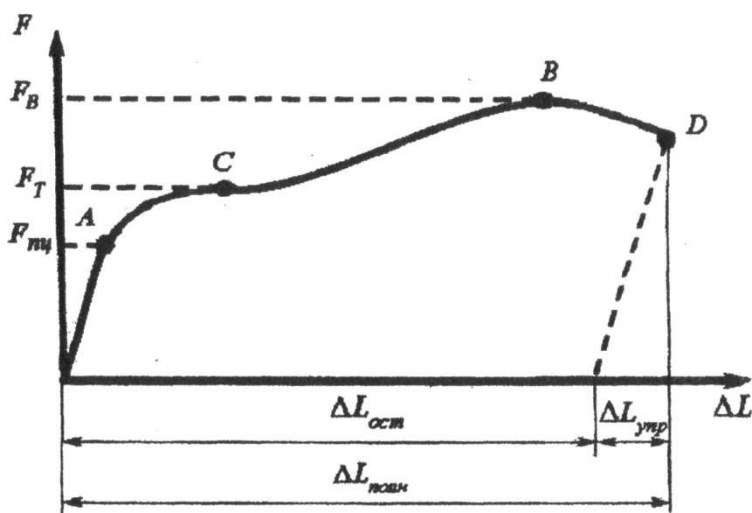


Рис.2.3. Диаграмма растяжения стали.

Пределу пропорциональности весьма близка еще одна важная характеристика материала - его **предел упругости.**

Предел упругости - наибольшее напряжение, до которого материал получает только упругие деформации.

2. Зона АС называется зоной **общей текучести.** Здесь происходит существенное изменение длины образца без заметного увеличения нагрузки (материал "течет" по всей длине).

Напряжение, соответствующее точке С, называется **пределом текучести.**

Для мягкой стали величина.

3. Зона СВ называется **зоной упрочнения.** При дальнейшем увеличении нагрузки материал вновь начинает сопротивляться растяжению. Это объясняется изменением внутренней структуры металла, что приводит к его упрочнению. В точке В нагрузка достигает наибольшего значения. Напряжение соответствующее точке В, называется **пределом прочности**

(временным сопротивлением).

Для мягкой стали величина.

Образуется "шейка" - местное сужение образца, и деформация сосредотачивается здесь, в месте будущего разрыва. Для дальнейшего удлинения образца требуется все

меньшая и меньшая сила. Наконец, в точке D происходит разрыв. Участок BD называется зоной *местной текучести*.

После разрушения образца его остаточное удлинение.

будет отличаться от полного удлинения на величину его упругой части.

Все рассмотренные *механические характеристики* показывают способность материала сопротивляться деформации и разрушению.

Абсцисса диаграммы характеризует пластичность и вязкость материала.

Остаточное относительное удлинение служит мерой пластичности:

где L - расчетная (начальная) длина участка; L - длина того же участка после разрыва.

Остаточное относительное сужение также является характеристикой пластичности материала:

где A - первоначальная площадь сечения; A - площадь сечения в месте разрыва.

Для стали марки Ст 3 характеристики пластичности следующие.

Необходимо отметить, что некоторые материалы (легированные стали, медь, бронза) не имеют площадки текучести. Прямая часть диаграммы растяжения переходит непосредственно в криволинейную.

При испытании на сжатие образец из мягкой стали ведет себя **немного** иначе, чем при растяжении. Достаточно сказать, что **довести** его до разрушения сжатием не удастся, поэтому предел Прочности при сжатии пластичного материала определить невозможно. Однако значение модуля упругости, пределов пропорциональности, упругости и текучести для большинства пластичных материалов можно считать совпадающими при растяжении и **сжатии**.

Усталость материалов

При действии циклических нагрузок разрушение материала **наступает** значительно раньше, чем напряжение достигает **предела** прочности.

Разрушение детали под действием таких нагрузок называют **разрушением** вследствие *усталости материала*. Усталостное **разрушение** начинается с микроскопических трещин на поверхности, которые затем распространяются в глубину детали.

Пределам выносливости называется наибольшее напряжение цикла, которое не вызывает разрушения материала при достаточно большом числе циклов.

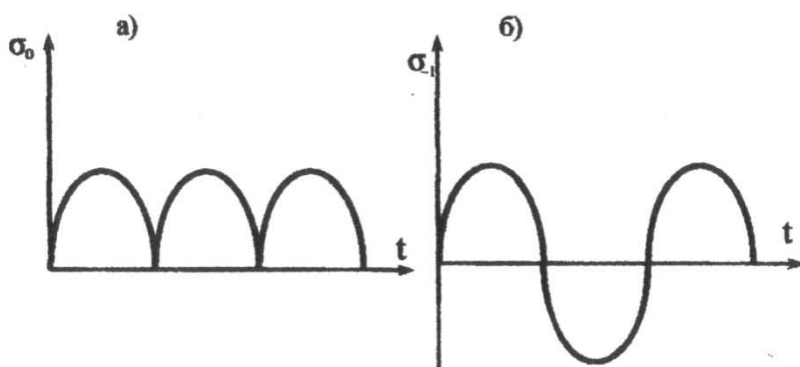


Рис 2.4. Циклические напряжения: а) пульсирующий цикл; б) симметричный цикл

Экспериментально установлено что при *пульсирующем* цикле (рис. 2.4, а) разрушение произойдет через большее время, чем при *симметричном* цикле (рис. 2.4. б).

где σ - предел выносливости при симметричном цикле; σ_0 - предел выносливости при пульсирующем цикле.

Экспериментально доказано, что ослабление детали за счёт выточек, отверстий, ухудшений чистоты поверхности приводит к снижению предела выносливости и к существенному увеличению напряжений в ослабленных сечениях. Поэтому, при проектировании изделий следует избегать неоправданных изменений диаметров, лишних выточек и отверстий на деталях.

Допускаемые напряжения

Допускаемым называется то наибольшее напряжение, при котором обеспечивается надежность и прочность рассчитываемого элемента конструкции.

Допускаемое напряжение составляет некоторую часть от **какой-либо механической характеристики материала**. На расчет допускаемых напряжений влияет **коэффициент запаса, который** показывает, во сколько раз допускаемое напряжение **меньше** предельного.

В зависимости от характера материала и типа нагрузки допускаемое напряжение может быть представлено следующим образом:

Здесь предел текучести; предел прочности; предел усталости;
- соответствующие коэффициенты запаса прочности.

Выбор коэффициента запаса является ответственным этапом и определяется многими факторами: назначением конструкции, условиями работы, точностью расчета, свойствами материала, типом нагрузки и другими.

Для конструкционных материалов величина коэффициента запаса прочности принимается $n = 1,5$; для хрупких материалов $n = 3$; для древесины $n = 5$.

Значения допускаемых напряжений для всех простых деформаций определены и используются для практических расчетов в виде табличных данных.

Вопросы для контроля

1. Какие напряжения действуют в торцевых сечениях стержня **при** осевом растяжении и как они определяются?
2. Приведите формулы для расчета продольной и поперечной деформаций и укажите зависимость между ними.
3. Сформулируйте закон Гука при растяжении.
4. Каков физический смысл модуля упругости E ?
5. Какие механические характеристики вводятся при рассмотрении диаграммы растяжений мягкой стали.
6. Что называется пределом выносливости?
7. Что такое допускаемое напряжение, и как оно вычисляется **для** различных материалов?
8. Дайте понятие коэффициента запаса. С учетом каких факторов производится определение коэффициента запаса?
9. Какие виды расчетов на прочность встречаются при решении конкретных инженерных задач?
10. В чем заключается суть проектного расчета при растяжении?
11. Как производится проверочный расчет заданного элемента конструкции ?

Лекция 9 «Сдвиг. Кручение. Изгиб»

Тема: Сдвиг.

Цель: Научить методам расчета на прочность при расчете соединений, работающих на сдвиг.

Вопросы:

1. Внутреннее усилие. Напряжения.
2. Условие прочности.
3. Деформации. Закон Гука.

Тема: Кручение.

Цель: Научить методам расчета на прочность и жесткость при кручении круглых стержней.

Вопросы:

1. Внутреннее усилие. Построение эпюр моментов крутящих.
2. Напряжения и деформации.
3. Расчет сплошных и полых валов на прочность и жесткость при кручении.

Тема: Прямой поперечный изгиб.

Цель: 1. Усвоить понятие изгибающего момента M и поперечной силы Q .

2. Научиться строить эпюры Q и M .

Вопросы:

1. Основные определения изгиба: чистый, поперечный, прямой, косой.
2. Балка. Основные опорные устройства балки.
3. Понятие статически неопределимой балки.
4. Внутренние усилия. Нахождение. Правило знаков.
5. Зависимости между поперечной силой Q , моментом изгибающим M , интенсивностью равномерно – распределенной нагрузки.
6. Построение эпюр Q и M .
7. Контроль правильности построения эпюр Q и M .

Лекция 10-11 «Соединения деталей машин»

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали объединяются в машину посредством соединений.

Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать. Все соединения делятся на:

- **Неразъемные**, разборка которых возможна лишь при разрушении соединяющих или соединяемых деталей;
- **Разъемные**, позволяющие разборку без разрушения.
- Выбор типа соединения определяет конструктор.

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения

Не имеют соединяющих деталей. Выполняются за счёт местного нагрева и диффузии (перемешивания частиц) соединяемых деталей. Создают, практически, одну целую, монолитную деталь. Весьма прочны, т.к. используют одну из самых могучих сил природы - силы межмолекулярного сцепления.

Сварку (дуговую электросварку) изобрел в 1882 году российский инженер Н.И. Бенардос. С тех пор технология процесса значительно усовершенствована. Прочность сварного шва теперь практически не отличается от монолита, освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения (швы) по взаимному расположению соединяемых элементов делятся на следующие группы:

Для сварки характерна высокая экономичность: малая трудоёмкость; сравнительная дешевизна оборудования; возможность автоматизации; отсутствие больших сил, как, например, в кузнечно-прессовом производстве; отсутствие больших объёмов нагретого металла, как, например, в литейном производстве. Однако говорить

обо всех этих достоинствах имеет смысл только при хорошо налаженном и организованном технологическом процессе сварки.

Недостатки сварки состоят в том, что при низком качестве шва возникают температурные повреждения материала, кроме того, из-за неравномерности нагрева возникает коробление деталей. Это устраняется либо привлечением квалифицированного (высокооплачиваемого) сварщика, либо применением автоматической сварки, а также специальными приспособлениями, в которых деталь фиксируется до полного остывания.

Общее условие проектирования сварных соединений – обеспечение равнопрочности шва и свариваемых деталей [27].

Расчёт на прочность сварных швов

По ориентации относительно приложенных сил различают:

- лобовые швы – перпендикулярные силам;
- фланговые швы – параллельны силам;
- косые швы – под углом к силам.

Эти виды швов в различных сочетаниях применяются в разных соединениях.

Соединения встык обычно выполняются лобовыми швами. При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния. Поэтому рассчитываются на прочность по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения швов. Наиболее частые случаи – работа на растяжение и на изгиб.

Напряжения растяжения: $\sigma_{расм} = Q / S = Q / b \delta \leq [\sigma^{расм}]_{шва}$.

Напряжения изгиба: $\sigma_{изг} = M_{изг} / W = 6 M_{изг} / b \delta^2 \leq [\sigma^{изг}]_{шва}$.

Допускаемые напряжения шва $[\sigma^{расм}]_{шва}$ и $[\sigma^{изг}]_{шва}$ принимаются в размере 90% от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Соединения внахлётку выполняются лобовыми, фланговыми и косыми швами.

Лобовые швы в инженерной практике рассчитывают только по касательным напряжениям. За расчётное сечение принимают биссектрису *m-m*, где обычно наблюдается разрушение. Расчёт только по касательным напряжениям не зависит от угла приложения нагрузки.

При этом $\tau = Q / (0,707 k l) \leq [\tau']_{шва}$.

Фланговые швы характерны неравномерным распределением напряжений, поэтому их рассчитывают по средним касательным напряжениям. При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:

$$\tau = Q / (2 * 0,707 \delta l) \leq [\tau']_{шва}$$

При действии момента: $\tau = M / (0,707 k \delta l) \leq [\tau']_{шва}$.

Если швы несимметричны, то нагрузка на фланговые швы распределяется по закону рычага $Q_{1,2} = Q l_{1,2} / (l_1 + l_2)$, где l_1 и l_2 – длины швов.

При этом швы рассчитывают по соответствующим нагрузкам, а длины швов назначают пропорционально этим нагрузкам. Касательные напряжения в швах $\tau_{1,2} = Q_{1,2} / (1,414 \delta l_{1,2}) \leq [\tau']_{шва}$.

Косые швы рассчитываются аналогичным образом. Нагрузка Q раскладывается на проекции в продольном и нормальном направлениях к шву, а далее выполняются расчёты лобового и флангового швов.

Комбинированные лобовые и фланговые швы рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При действии силы Q касательные напряжения равны:

$$\tau_Q = Q / [0,707 k (2l_\phi + l_n)] \leq [\tau']_{сва}.$$

Если действует момент M , то

$$\tau_M = M / [0,707 k l_n (l_\phi + l_n/6)] \leq [\tau']_{сва}.$$

При совместном действии силы и момента касательные напряжения складываются $\tau = \tau_M + \tau_Q \leq [\tau']_{сва}$.

Таверовые и угловые швы соединяют элементы в перпендикулярных плоскостях. Выполняются либо стыковым швом с разделкой кромок (а), либо угловым без разделки кромок (б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения оценивают:

для стыкового шва (а) по нормальным напряжениям

$$\sigma = 6M / (b\delta^2) + Q / (l\delta) \leq [\sigma^{расч}]_{сва},$$

для углового шва (б) по касательным напряжениям

$$\tau = 6M / (1,414 l^2 k) + Q / (1,414 l k) \leq [\tau']_{сва}.$$

В любом случае для расчёта самых сложных сварных швов сначала необходимо привести силу и момент к шву и распределить их пропорционально несущей способности (длине) всех простых участков. Таким образом, любой сложный шов сводится к сумме простейших расчётных схем.

Заклёпочные соединения

Образуются с помощью специальных деталей – заклёпок [1, 10, 38]. Заклёпка имеет грибообразную форму и выпускается с одной головкой (закладной) вставляется в совместно просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или пресса расклёпывается, образуя вторую головку (замыкающую). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

Достоинства заклёпочного соединения:

- + соединяют не свариваемые детали (Al);
- + не дают температурных деформаций;
- + детали при разборке не разрушаются.

Недостатки заклёпочного соединения:

- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- повышенный расход материала.

Заклёпки изготавливают из сравнительно мягких материалов: Ст2, Ст3, Ст10, Ст15, латунь, медь, алюминий.

Заклёпки стандартизованы и выпускаются в разных модификациях.

- Сплошные с полукруглой головкой (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для силовых и плотных швов;
- Сплошные с плоской головкой (б) ГОСТ 14801-85 для коррозионных сред;
- Сплошные с потайной головкой (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера);

→ Полупустотелые (г,д,е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 и пустотелые (ж,з,и) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок.

Заклёпки испытывают сдвиг (срез) и смятие боковых поверхностей. По этим двум критериям рассчитывается диаметр назначаемой заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный.

Здесь и далее имеем в виду силу, приходящуюся на одну заклёпку.

При одной плоскости среза диаметр заклёпки: При двух плоскостях среза (накладки с двух сторон):

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{4P / (\pi [\tau]_{\text{срез}})}.$$

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{2P / (\pi [\tau]_{\text{срез}})}.$$

Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки $\sigma_{\text{см}} = P/Sd \leq [\sigma]_{\text{см}}$, где S – толщина наименьшей из соединяемых деталей. При проектировании заклёпочных швов как, например, в цистернах, необходимо следить, чтобы равнодействующая нагрузок приходилась на центр тяжести шва.

Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

Кроме того, необходимо проверять прочность деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

РАЗЪЁМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения

Являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъёмных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах [4,10].

Основные детали соединения имеют наружную либо внутреннюю винтовую нарезку (резьбу) и снабжены оgranёнными поверхностями для захвата гаечным ключом.

Болт – длинный цилиндр с головкой и наружной резьбой. Проходит сквозь соединяемые детали и затягивается гайкой (а) – деталью с резьбовым отверстием. Винт – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (б). Шпилька – винт без головки с резьбой на обоих концах (в).

Резьбовые соединения различают по назначению на:

→ **резьбы крепёжные** для фиксации деталей (основная – метрическая с треугольным профилем, трубная – треугольная со скруглёнными вершинами и впадинами, круглая, резьба винтов для дерева) должны обладать самоторможением для надёжной фиксации;

→ **резьбы ходовые** для винтовых механизмов (прямоугольная, трапецеидальна симметричная, трапецеидальная несимметричная упорная) должны обладать малым трением для снижения потерь.

Конструкции винтов и гаек весьма многообразны.

Для малонагруженных и декоративных конструкций применяются винты и болты с коническими и сферическими головками (как у заклёпок), снабжёнными линейными или крестообразными углублениями для затяжки отвёрткой. Для соединения деревянных и пластмассовых деталей применяют шурупы и саморезы – винты со специальным заострённым хвостовиком.

Болты и гайки стандартизованы. В их обозначении указан наружный диаметр резьбы.

Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

+ высокая надёжность;

- + удобство сборки-разборки;
- + простота конструкции;
- + дешевизна (вследствие стандартизации);
- + технологичность;
- + возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки резьбовых соединений:

- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Это серьёзные недостатки, однако, их можно свести к минимуму и, практически, полностью исключить. Это делается посредством правильного проекторочного расчёта и специальных мер стопорения, называемых на техническом языке "контровка". Известны следующие виды стопорения.

1. Стопорение дополнительным трением, за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки.

Контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила трения и затяжки в резьбе основной гайки ослабляется. Необходима взаимная затяжка гаек.

Самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс.

Иногда самоконтрящиеся гайки выполняются с несколькими радиальными прорезями.

Гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения. Применяют полиамидную пробку в винте.

Контргайка цангового типа (слева) при навинчивании обжимается на конической поверхности.

Контргайка арочного типа (справа) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу.

Пружинные шайбы обеспечивают трение в резьбе. Повышают сцепление врезанием своих острых срезов. Изготавливаются для правой и левой резьбы. Создают некоторое смещение нагрузки.

У пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками сила упругости направлена строго по оси болта. Стопорение пружинными шайбами ненадёжно.

При спокойных нагрузках резьбы стопорят специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.

2. Стопорение специальными запирающими элементами, полностью исключая сампроизвольный проворот гайки.

Шплинты ГОСТ 397-79 сгибают из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь. Выпадению шплинта препятствуют его петля и разогнутые концы.

Шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу. Внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки.

У шайб с лапками ГОСТ 3693/95-52 одна отгибается по грани гайки, а другая по грани детали. Стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено.

В групповых соединениях головки болтов обвязывают проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затяжки резьбы.

3. И, наконец, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Винты и гайки обычно выполняются из Ст3, Ст4, Ст5, Ст35, Ст45. Наиболее напряжённые соединения из Ст40, 40ХН. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс.

Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений, определяется расчётом на прочность.

Штифтовые соединения

Образуются совместным сверлением соединяемых деталей и установкой в отверстие с натягом специальных цилиндрических или конических штифтов.

Соединения предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи небольших нагрузок.

Конструкции штифтов многообразны. Известны цилиндрические (а,б), конические (в,г,д), цилиндрические пружинные разрезные (е), просечённые цилиндрические,

конические и др. (ж,з,и,к), простые, забиваемые в отверстия (б,в), выбиваемые из сквозных отверстий с другой стороны (гладкие, с насечками и канавками, пружинные, вальцованные из ленты, снабжённые резьбой для закрепления или извлечения (д) и т.д. Применяются специальные срезаемые штифты, служащие предохранителями.

Гладкие штифты выполняют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные – из пружинной стали.

При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий момент, так и осевое усилие.

Достоинства штифтовых соединений:

- + простота конструкции;
- + простота монтажа-демонтажа;
- + точное центрирование деталей благодаря посадке с натягом;
- + работа в роли предохранителя, особенно при креплении колёс к валу.

Недостатком штифтовых соединений является ослабление соединяемых деталей отверстием.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные

$$\tau_{\text{срез}} = \frac{8M_{\text{вращ}}}{\pi d_{\text{вала}}^2 d_{\text{штифта}}} \leq [\tau]_{\text{срез}}, \quad \sigma_{\text{смят}} = \frac{2M_{\text{вращ}}}{d_{\text{вала}} d_{\text{штифта}} (D_{\text{ступицы}} - d_{\text{вала}})} \leq [\sigma]_{\text{смят}}.$$

Штифты с канавками рассчитывают также, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на **50%**.

Шпоночные соединения

Передают вращающий момент между валом и колесом. Образуются посредством шпонки, установленной в сопряжённые пазы вала и колеса.

Шпонка имеет вид призмы, клина или сегмента, реже применяются шпонки других форм.

Шпоночные соединения:

- + просты, надёжны;
- + удобны в сборке-разборке;
- + дешёвы.

Шпонки, однако:

- ослабляют сечение валов и ступиц колёс;
- концентрируют напряжения в углах пазов;
- нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки).

Шпоночные соединения могут быть:

- ненапряжёнными, выполняемыми призматическими или сегментными шпонками. Они передают момент только боковыми гранями;
- напряжёнными, выполняемыми клиновыми шпонками. Они передают момент за счёт сил трения по верхним и нижним граням.

Шпонки всех основных типов стандартизованы.

Для призматических шпонок стандарт указывает ширину и высоту сечения. Глубина шпоночного паза в валу принимается как **0,6** от высоты шпонки.

Призматические и сегментные шпонки всех форм испытывают смятие боковых поверхностей и срез по средней продольной плоскости:

$$\sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}; \quad \tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}},$$

здесь **h** – высота сечения шпонки, **d** – диаметр вала, **b** – ширина сечения шпонки, **l** – рабочая длина шпонки (участок, передающий момент).

Исходя из статистики поломок, расчёт на смятие проводится как проектный. По известному диаметру вала задаются стандартным сечением призматической шпонки и рассчитывают её рабочую длину.

Расчёт на срез – проверочный. При невыполнении условий прочности увеличивают рабочую длину шпонки.

Шлицевые соединения

Образуются выступами на валу, входящими в сопряжённые пазы ступицы колеса. Как по внешнему виду, так и по динамическим условиям работы шлицы можно считать многошпоночными соединениями. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

В основном используются прямобочные шлицы (а), реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-57 и треугольные (в) профили шлицов.

Прямобочные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям (а), по наружным поверхностям (б), по внутренним поверхностям (в).

В сравнении со шпонками шлицы:

- + имеют большую несущую способность;
- + лучше центрируют колесо на валу;
- + усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым;
- требуют специального оборудования для изготовления отверстий.

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- ➔ сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- ➔ сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Смятие и износ связаны с одним параметром – контактным напряжением (давлением) $\sigma_{см}$. Это позволяет рассчитывать шлицы по обобщённому критерию одновременно на смятие и контактный износ. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Для расчёта учитывается неравномерность распределения нагрузки по зубьям $\sigma_{см} = 8M_{вращ} / (Zhld_{ср}) \leq [\sigma]_{см}$,

где Z – число шлицов, h – рабочая высота шлицов, l – рабочая длина шлицов, $d_{ср}$ – средний диаметр шлицевого соединения. Для эвольвентных шлицов рабочая высота принимается равной модулю профиля, за $d_{ср}$ принимают делительный диаметр.

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев Z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 H7/g6 \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? В чём различие между разъёмными и неразъёмными соединениями ?
- ? Где и когда применяются сварные соединения ?
- ? Каковы достоинства и недостатки сварных соединений ?
- ? Каковы основные группы сварных соединений ?
- ? Как различаются основные типы сварных швов ?
- ? Каковы достоинства и недостатки заклёпочных соединений ?
- ? Где и когда применяются заклёпочные соединения ?

- ? Каковы критерии прочностного расчёта заклёпок ?
- ? В чём состоит принцип конструкции резьбовых соединений ?
- ? Каковы области применения основных типов резьб ?
- ? Каковы достоинства и недостатки резьбовых соединений ?
- ? Для чего необходимо стопорение резьбовых соединений ?
- ? Какие конструкции применяются для стопорения резьбовых соединений ?
- ? Как распределяется нагрузка по виткам при затяжке резьбы ?
- ? Как учитывается податливость деталей при расчёте резьбового соединения ?
- ? Какой диаметр резьбы находят из прочностного расчёта ?
- ? Какой диаметр резьбы служит для обозначения резьбы ?
- ? Какова конструкция и основное назначение штифтовых соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта штифтов ?
- ? Какова конструкция и основное назначение шпоночных соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта шпонок ?
- ? Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений ?
- ? Каковы виды нагружения и критерии расчёта шлицов ?

Лекция 12-13 «Валы и оси. Опоры»

ВАЛЫ И ОСИ

Колёса передач установлены на специальных продолговатых деталях круглого сечения. Среди таких деталей различают оси и валы [7,11,38].

Ось – деталь, служащая для удержания колёс и центрирования их вращения. **Вал** – ось, передающая вращающий момент.

Не следует путать понятия "ось колеса", это деталь и "ось вращения", это геометрическая линия центров вращения.

Формы валов и осей весьма многообразны от простейших цилиндров до сложных коленчатых конструкций. Известны конструкции гибких валов, которые предложил шведский инженер Карл де Лаваль ещё в 1889 г.

Форма вала определяется распределением изгибающих и крутящих моментов по его длине. Правильно спроектированный вал представляет собой балку равного сопротивления.

Валы и оси вращаются, а следовательно, испытывают знакопеременные нагрузки, напряжения и деформации. Поэтому поломки валов и осей имеют усталостный характер.

Причины поломок валов и осей прослеживаются на всех этапах их "жизни".

1. На стадии проектирования – неверный выбор формы, неверная оценка концентраторов напряжений.
2. На стадии изготовления – надрезы, забоины, вмятины от небрежного обращения.
3. На стадии эксплуатации – неверная регулировка подшипниковых узлов.

Для работоспособности вала или оси необходимо обеспечить:

- объёмную прочность (способность сопротивляться $M_{изг}$ и $M_{крут}$);
- поверхностную прочность (особенно в местах соединения с другими деталями);
- жёсткость на изгиб;
- крутильную жёсткость (особенно для длинных валов).

Все валы в обязательном порядке рассчитывают **на объёмную прочность**.

Схемы нагружения валов и осей зависят от количества и места установки на них вращающихся деталей и направления действия сил. При сложном нагружении выбирают

две ортогональные плоскости (например, фронтальную и горизонтальную) и рассматривают схему в каждой плоскости. Рассчитываются, конечно, не реальные конструкции, а упрощённые расчётные модели, представляющие собой балки на шарнирных опорах, балки с заделкой и даже статически неопределимые задачи [7].

При составлении расчётной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры полагают, что деформации валов малы и, если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники скольжения или качения, воспринимающие одновременно радиальные и осевые усилия, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные усилия, - как шарнирно-подвижные.

Такие задачи хорошо известны студентам из курсов теоретической механики (статики) и сопротивления материалов.

Расчёт вала на объёмную прочность выполняют в три этапа.

I. Предварительный расчёт валов

Выполняется на стадии проработки Технического Задания, когда известны только вращающие моменты на всех валах машины. При этом считается, что вал испытывает только касательные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = M_{вр} / W_p \leq [\tau]_{кр},$$

где W_p - полярный момент сопротивления сечения.

Для круглого сечения: $W_p = \pi d^3 / 16$, $[\tau]_{кр} = 15 \div 20 \text{ Н/мм}^2$.

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{вр}}{0,2[\tau]_{кр}}}$$

Это – минимальный диаметр вала. На всех других участках вала он может быть только больше. Вычисленный минимальный диаметр вала округляется до ближайшего большего из нормального ряда. Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования.

II. Уточнённый расчёт валов

На данном этапе учитывает не только вращающий, но и изгибающие моменты. Выполняется на этапе эскизной компоновки, когда предварительно выбраны подшипники, известна длина всех участков вала, известно положение всех колёс на валу, рассчитаны силы, действующие на вал.

Чертятся расчётные схемы вала в двух плоскостях. По известным силам в зубчатых передачах и расстояниям до опор строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и фронтальной плоскостях. Затем вычисляется суммарный изгибающий момент

$$M_{изг\ сумм} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далее рассчитывается и строится эпюра эквивалентного "изгибающе-вращающего" момента

$$M_{экр} = \sqrt{M_{изг\ сумм}^2 + \alpha M_{вр}^2},$$

где $\alpha = 0,75$ или 1 в зависимости от принятой энергетической теории прочности [5], принимаемый большинством авторов равным 1 .

Вычисляется эквивалентное напряжение от совместного действия изгиба и кручения $\sigma_{\text{экв}} = M_{\text{экв}} / W_p$.

Уравнение также решается относительно минимального диаметра вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,2[\tau]}}$$

Или то же самое для сравнения с допускаемыми нормальными напряжениями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}}$$

Полученный в уточнённом расчёте минимальный диаметр вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

III. Расчёт вала на выносливость

Выполняется как проверочный на стадии рабочего проектирования, когда практически готов рабочий чертёж вала, т.е. известна его точная форма, размеры и все концентраторы напряжений: шпоночные пазы, кольцевые канавки, сквозные и глухие отверстия, посадки с натягом, галтели (плавные, скруглённые переходы диаметров).

При расчёте полагается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения – по отнулевому пульсирующему циклу.

Проверочный расчёт вала на выносливость по существу сводится к определению фактического коэффициента запаса прочности n , который сравнивается с допускаемым

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 1,5 \div 2.$$

Здесь n_{σ} и n_{τ} - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным циклом; k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие галтели, шпоночные канавки, пресовые посадки и резьбу; ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные коэффициенты диаметра вала; σ_a и τ_a – амплитудные значения напряжений; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты влияния среднего напряжения цикла на усталостную прочность зависят от типа стали.

Вычисление коэффициентов запаса прочности по напряжениям подробно излагалось в курсе "Сопротивление материалов", в разделе "Циклическое напряжённое состояние".

Если коэффициент запаса оказывается меньше требуемого, то сопротивление усталости можно существенно повысить, применив поверхностное упрочнение: азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты, дробеструйный наклёп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50% и более.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? Чем различаются валы и оси ?
- ? Какой динамический характер имеют напряжения изгиба в валах и осях ?
- ? Каковы причины поломок валов и осей ?

- ? В каком порядке выполняются этапы прочностного расчёта валов ?
- ? Какой диаметр определяется в проектировочном расчёте валов ?

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ – ПОДШИПНИКИ

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (*англ. shaft, нем. zapfen, голл. shiffen – вал*). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Назначение подшипника состоит в том, что он должен обеспечить надёжное и точное соединение вращающейся (вал, ось) детали и неподвижного корпуса. Следовательно, главная особенность работы подшипника – трение сопряжённых деталей.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- подшипники скольжения (трение скольжения);
- подшипники качения (трение качения).

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Основным элементом таких подшипников является вкладыш из антифрикционного материала или, по крайней мере, с антифрикционным покрытием. Вкладыш устанавливают (вкладывают) между валом и корпусом подшипника [43].

Трение скольжения безусловно больше трения качения, тем не менее, достоинства подшипников скольжения заключаются в многообразных областях использования:

- + в разъёмных конструкциях (см. рисунок);
- + при больших скоростях вращения (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при $n > 10\ 000$ об/мин);
- + при необходимости точного центрирования осей;
- + в машинах очень больших и очень малых габаритов;
- + в воде и других агрессивных средах.

Недостатки таких подшипников – трение и потребность в дорогих антифрикционных материалах.

Кроме того, подшипники скольжения применяют во вспомогательных, тихоходных, малоответственных механизмах.

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением [41]:

- ✗ температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
- ✗ абразивный износ;
- ✗ усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

При всём многообразии и сложности конструктивных вариантов подшипниковых узлов скольжения принцип их устройства состоит в том, что между корпусом и валом устанавливается тонкостенная втулка из антифрикционного материала, как правило, бронзы или бронзовых сплавов, а для малонагруженных механизмов из пластмасс. Имеется успешный опыт эксплуатации в тепловозных дизелях М753 и М756 тонкостенных биметаллических вкладышей толщиной не более 4 мм, выполненных из стальной полосы и алюминиево-оловянного сплава АО 20-1.

Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который, однако, может воспринимать и осевые нагрузки за счёт галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем применяются редко, их используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять ("отслеживать") зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

Для правильной работы подшипников без износа поверхности цапфы и втулки должны быть разделены слоем смазки достаточной толщины. В зависимости от режима работы подшипника в нём может быть:

→ **жидкостное трение**, когда рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина которого больше суммы высот шероховатости поверхностей; при этом масло воспринимает внешнюю нагрузку, изолируя вал от вкладыша, предотвращая их износ. Соппротивление движению очень мало;

→ **полужидкостное трение**, когда неровности вала и вкладыша могут касаться друг друга и в этих местах происходит их схватывание и отрыв частиц вкладыша. Такое трение приводит к абразивному износу даже без попадания пыли извне.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Критерием прочности, а следовательно, и работоспособности подшипника скольжения являются контактные напряжения в зоне трения или, что, в принципе, то же самое – контактное давление. Расчётное контактное давление сравнивают с допускаемым $p = N / (l d) \leq [p]$. Здесь N – сила нормального давления вала на втулку (реакция опоры), l – рабочая длина втулки подшипника, d – диаметр цапфы вала.

Иногда удобнее сравнивать расчётное и допускаемое произведение давления на скорость скольжения. Скорость скольжения легко рассчитать, зная диаметр и частоту вращения вала.

$$pV = \frac{NV}{ld} = \frac{2\pi * ndN}{60ld * 2} = \frac{Nn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{Нм}{мм^2сек}.$$

Произведение давления на скорость скольжения характеризует тепловыделение и износ подшипника. Наиболее опасным является момент пуска механизма, т.к. в покое вал опускается ("ложится") на вкладыш и при начале движения неизбежно сухое трение.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Принцип их конструкции заключается в наличии между валом и корпусом группы одинаковых круглых тел, называемых телами качения [2,28].

Это могут быть или шарики, или ролики (короткие толстые либо длинные иглообразные), или конические ролики, или бочкообразные, или даже спиралевидные пружины. Обычно подшипник выполняется как самостоятельная сборочная единица, состоящая из наружного и внутреннего колец, между которыми и помещены тела качения.

Тела качения во избежание ненужного контакта друг с другом и равномерного распределения по окружности заключены в специальную кольцеобразную обойму – сепаратор (*лат. Separatum – разделять*).

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

Достоинства подшипников качения:

- + низкое трение, низкий нагрев;
- + экономия смазки;
- + высокий уровень стандартизации;
- + экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

- высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;

слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- форма тел качения;
- габариты (осевые и радиальные);
- точность выполнения размеров;
- направление воспринимаемых сил.

По форме тел качения подшипники делятся на:

→ **Шариковые** (быстроходны, способны к самоустановке за счёт возможности некоторого отклонения оси вращения);

→ **Роликовые** – конические, цилиндрические, игольчатые (более грузоподъёмны, но из-за точно фиксированного положения оси вращения не способны самоустанавливаться, кроме бочкообразных роликов).

По радиальным габаритам подшипники сгруппированы в семь серий:

По осевым габаритам подшипники сгруппированы в четыре серии:

По классам точности подшипники различают следующим образом:

- "0" – нормального класса;
- "6" – повышенной точности;
- "5" – высокой точности;
- "4" – особовысокой точности;
- "2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

По воспринимаемым силам все подшипники делятся на четыре группы. Вычислив радиальную F_r и осевую F_a реакции опор вала, конструктор может выбрать:

→ **Радиальные** подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую. Это цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники.

→ **Радиально-упорные** подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки. Это радиально-упорные шариковые и конические роликовые с малым углом конуса.

→ **Упорно-радиальные** подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки. Это конические роликовые подшипники с большим углом конуса.

→ **Упорные подшипники**, "подпятники" (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку. Это упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными подшипниками.

Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения.

Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А.

Твёрдость колец и роликов обычно **HRC 60 ÷ 65**, а у шариков немного больше – **HRC 62 ÷ 66**, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы

изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

Причины поломок и критерии расчёта подшипников

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Циклическое перекачивание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к **усталостному выкрашиванию** и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения.

В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Следовательно, при проектировании машины необходимо определить, во-первых, количество оборотов (циклов), которое гарантированно выдержит подшипник, а, во-вторых - максимально допустимую нагрузку, которую выдержит подшипник.

Вывод: работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев:

→ Долговечность.

→ Грузоподъёмность.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности $L_n = (C/P)^\alpha$, [млн. оборотов],

где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного

оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Методика выбора подшипников качения

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполняться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проекторочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога [31].

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.
2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находят коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X , Y .
3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
4. Определяется требуемая грузоподъёмность $C = P * L^{(1/a)}$.
5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:
 - грузоподъёмность по каталогу не менее требуемой;
 - внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

Особенности проектирования подшипниковых узлов

Неточность монтажа, нагрев, деформации вала могут привести к заклиниванию вращающихся колёс, что, особенно в момент движения, чревато весьма неприятными последствиями. Предотвращение этого достигается различными мероприятиями [2, 14,24,25]:

Схемы установки подшипников

Применяют фиксированные и плавающие опоры. В фиксированных внутренние и наружные кольца неподвижны в осевом направлении. В плавающих внешнее кольцо может перемещаться в осевом направлении за счёт установки подшипника в специальном стакане с зазором. Плавающей обычно делают ту опору, где меньше радиальная нагрузка. При большом расстоянии между опорами (вал червяка) фиксированная опора для жёсткости имеет два подшипника. Для свободных температурных перемещений подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами и радиальные шарикоподшипники с незакреплёнными наружными кольцами.

Короткие валы при слабом нагреве можно устанавливать на подшипники враспор, когда один подшипник фиксирует осевое смещение вала в одну сторону, а другой – в другую. Схема с фиксацией подшипников враспор удобна в монтаже, но требует жёстких допусков на линейные размеры и опасна возможным защемлением тел качения при нагреве. При установке враспор для радиальных подшипников оставляют осевой зазор, а для радиально-упорных предусматривают осевую регулировку.

Крепление подшипников на валу и в корпусе

Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе.

Для закрепления внутренних колец на валу применяются различные средства:

- уступы вала (а);
- пружинные стопорные кольца (б,е);
- торцовые шайбы (в);
- упорные гайки (г,ж);
- конические разрезные втулки (д,з).

Для фиксации наружных колец применяют:

- уступы в корпусе и стакане (а);
 - крышки (б);
 - крышки и уступы (в,г);
 - упорные борта (д);
 - врезные крышки при разъёмных корпусах (е);
 - пружинные кольца (ж,з).

Радиально-упорные подшипники требуют осевого регулирования, которое делается смещением наружного кольца:

- прокладками из металла (а);
- крепёжным винтом (б,г) при малых осевых силах;
- резьбовой крышкой или кольцом (в).

Жёсткость подшипников и их предварительный натяг

Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники.

Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством:

- затяжки резьбы (а);
- пружинами (б);
- установкой втулок (в);
- шлифовкой торцов колец (г).

Излишний преднатяг приводит к усилению износа сепаратора из-за набегания на него части тел качения и отставания другой части в связи с разными их диаметрами.

Уплотняющие устройства

Это специальные детали, выполненные из мягких упругих материалов (мягкие металлы, резина, пластмасса, войлок и т.п.), которые предотвращают вытекание смазки из подшипниковых узлов и попадание в них загрязнения.

По принципу действия уплотнения разделяются на:

- контактные манжетные, войлочные, с металлическими кольцами (а,б), применяются на низких и средних скоростях, дают плотный контакт подвижных и неподвижных деталей;
- щелевые и лабиринтные, препятствуют протеканию жидкостей и даже газа через каскад щелей и камер (в,г,д,е), так, типовая букса грузового вагона имеет четырёхкамерное лабиринтное уплотнение с зазором 0,8 мм;
- - центробежные (ж,з);
 - комбинированные.

Известны конструкции подшипников со встроенными уплотнениями.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? Что является обязательным элементом в конструкции подшипников скольжения ?
- ? Какие поломки наблюдаются у подшипников скольжения ?
- ? Для чего в подшипниках качения применяется смазка ?
- ? Какие режимы трения возможны в подшипниках скольжения со смазкой ?
- ? Что считается критерием работоспособности подшипников качения ?
- ? В чём заключается принцип конструкции подшипников качения ?
- ? Какие тела качения применяются в подшипниках ?
- ? Для чего в подшипниках качения устанавливают сепаратор ?
- ? Каковы достоинства и недостатки подшипников качения ?
- ? По каким признакам классифицируются подшипники качения ?
- ? Какие типы подшипников назначаются в зависимости от действующих в опорах нагрузок ?
- ? Каковы причины поломок и критерии расчёта подшипников качения ?
- ? Что такое долговечность подшипника ?
- ? Что такое грузоподъёмность подшипника ?
- ? Что такое эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник и как она определяется ?
- ? Как фиксируются внутреннее и наружное кольца подшипника качения ?
- ? Как и зачем регулируется жёсткость подшипника качения ?

Лекция 14 «Муфты»

Муфты - это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента [34].

Муфты могут передавать вращающий момент и валам, и другим деталям (колёсам, шкивам и т.д.). Соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторая несоосность, перекосы, взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны. Простейшая муфта сделана из куса ниппельной трубочки и соединяет вал электромоторчика с крыльчаткой автомобильного омывателя стекла. Муфты турбокомпрессоров реактивных двигателей состоят из сотен деталей и являются сложнейшими саморегулирующимися системами.

Группы муфт различают по их физической природе.

- Муфты механического действия.
- Муфты электрического (электромагнитного) действия.
- Муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по режиму соединения валов.

- Нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы.
- Управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.
- Самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы.
- Прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

Муфта, рассчитанная на передачу определённого вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках,
- износостойкости,
- жёсткости.

На практике муфты подбираются из каталога по величине передаваемого момента $M = M_{Вала}K$, где $M_{Вала}$ – номинальный момент, определённый расчётом динамики механизма, K – коэффициент режима работы: $K = 1 \div 1,5$ – спокойная работа, лёгкие машины; $K = 1,5 \div 2$ – переменные нагрузки, машины среднего веса (поршневые компрессоры); $K = 2 \div 6$ – ударные нагрузки, большие массы (прессы, молоты). Для двигателей транспортных машин K завышают на $20 \div 40 \%$ в зависимости от числа цилиндров.

ЖЁСТКИЕ МУФТЫ

Могут быть втулочными или фланцевыми.

Втулочные иногда называются глухими. Это самые простые конструкции и обычно применяются в лёгких машинах на валах диаметром до **70 мм**. Требуют точной соосности, затрудняют сборку-разборку, имеют малую жёсткость на изгиб. Их работоспособность определяется прочностью в местах крепления к валам.

Чаще применяются фланцевые жёсткие муфты, т.к. они допускают лёгкую сборку-разборку. Такие конструкции имеют две полумуфты в виде фланцев, устанавливаемых на концах валов с натягом и стянутых болтами. Вращающий момент передаётся за счёт сил трения между фланцами, а когда болты вставлены без зазора, то также и болтами. Фланцевые муфты стандартизованы в диапазоне диаметров **12 ÷ 250 мм** и передают моменты **0,8 ÷ 4500 кГм**. В тяжёлых машинах фланцы приваривают к валу.

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Иногда называют самоустанавливающимися. Они соединяют валы с небольшими смещениями осей.

Наиболее популярна конструкция зубчатой муфты. Она компенсирует осевые, радиальные и угловые смещения валов. Состоит из двух втулок (полумуфт с зубьями) и надетой на них обоймы с внутренними зубьями. Зубчатые зацепления выполняют с боковым зазором; зубьям придают бочкообразную форму; венцы полумуфт располагают на некотором расстоянии друг от друга. Зубчатые муфты малы и легки, весьма грузоподъёмны (до **100000 кГм**), высокооборотны.

Однако эти муфты чувствительны к перекосам. Кроме того, при перекосах валов вследствие трения в зубьях муфта нагружает валы изгибающим моментом примерно **10%** от вращающего.

Несущая способность муфт резко падает с ростом перекоса валов.

Размеры муфт подбирают по таблицам в зависимости от вращающего момента, который находят по наибольшему длительно действующему моменту на ведущем валу.

ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ

Допускают соединение валов с повышенным взаимным смещением осей как вызванными неточностями, так и специально заданными конструктором.

Ярким представителем этого семейства являются шарнирные муфты. Идея муфты впервые предложена Джероламо Кардано в 1570 г. и доведена до инженерного решения Робертом Гуком в 1770 г. Поэтому иногда в литературе они называются карданными муфтами, а иногда – шарнирами Гука.

Шарнирные муфты соединяют валы под углом до 45° , позволяют создавать цепные валы с передачей вращения в самые недоступные места. Всё это возможно потому, что крестовина является не одним шарниром, а сразу двумя с перпендикулярными осями.

Прочность карданной муфты ограничена прочностью крестовины, в особенности мест крепления пальцев крестовины в отверстиях вилок. Поломка крестовины – весьма частый дефект, известный, практически, каждому автовладельцу.

Муфты выбираются по каталогу. Проверочный расчёт ведётся для рабочих поверхностей шарниров на смятие, проверяется прочность вилок и крестовины.

Малогабаритные шарнирные муфты стандартизованы в диапазоне диаметров $8 \div 40$ мм и моментов $1,25 \div 128$ кГм. Крестовина выполнена в виде параллелепипеда. Шарнир образуется с помощью вставных осей, одна из которых длинная, а другая состоит из двух коротких втулок, стянутых заклёпкой. Конструкция весьма технологична.

УПРУГИЕ МУФТЫ

Предназначены главным образом для смягчения (амортизации) ударов, толчков и вибрации. Кроме того, допускают некоторую компенсацию смещений валов.

Главная особенность таких муфт – наличие металлического или неметаллического упругого элемента. Способность упругих муфт противостоять ударам и вибрации значительно повышает долговечность машин.

Муфта с упругой торообразной оболочкой может, фактически, рассматриваться, как упругий шарнир Гука. Она способна компенсировать значительные неточности монтажа валов.

Лёгко монтаж, демонтаж и замена упругого элемента. Допускаются радиальные смещения $1 \div 5$ мм, осевые $2 \div 6$ мм, угловые $1,5 \div 2^\circ$, угол закручивания $5 \div 30^\circ$.

Несущая способность (и прочность) муфт зависит от крепления оболочки к фланцам. Стандартизованы муфты с неразрезной упругой оболочкой в диапазоне моментов $2 \div 2500$ кГм.

Широкое применение находит упругая втулочно-пальцевая муфта ("МУВП"). Здесь нет необходимости крепить резину к металлу, легко заменять упругие элементы при износе.

В этих муфтах момент передаётся через пальцы и насаженные на них упругие элементы в форме колец или гофрированных втулок. Такие муфты легки в изготовлении, просты в конструкции, удобны в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя.

Муфты нормализованы в размерах $16 \div 150$ мм и моментов $3,2 \div 1500$ кГм.

К сожалению, радиальные и угловые смещения существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры.

Муфты рассчитывают по допускаемым давлениям между пальцами и упругими втулками

$$P = 2 M_{\text{сп}} / (zDdl) \leq [p],$$

где z – число пальцев, d – диаметр пальца, l – длина упругого элемента, D – диаметр расположения осей пальцев. Допускаемое давление обычно 30 кГ/см².

Пальцы муфты рассчитывают на изгиб.

ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Передают вращающий момент благодаря **силам трения**, возникающим в контакте между элементами муфты (*лат. frictio - трение*). Силы трения легко регулируются изменением силы сжатия трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные муфты

допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления.

Кроме того, **фрикционная муфта не может передать через себя момент больший, чем момент сил трения**, поскольку начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов, поэтому фрикционные муфты являются эффективными неразрушающимися предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок.

Встречаются различные формы рабочих поверхностей фрикционных элементов:

→ **дисковые**, в которых трение происходит по торцевым поверхностям дисков (одно- и многодисковые);

→ **конусные**, в которых рабочие поверхности имеют коническую форму;

→ **цилиндрические**, имеющие цилиндрическую поверхность контакта (колодочные, ленточные и т.д.).

Главной особенностью работы фрикционных муфт является сжатие поверхностей трения. Отсюда ясно, что такие муфты рассчитываются на прочность по контактному давлению (аналогично напряжениям смятия). Для каждой конструкции необходимо вычислить сжимающую силу и разделить её на площадь контакта. Расчётное контактное давление не должно быть больше допустимого для данного материала.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? Для чего существуют муфты ?
- ? Каковы главные признаки классификации муфт ?
- ? Какая характеристика муфты считается главной ?
- ? Каковы принципы конструкции и работы жёстких муфт ?
- ? Каковы принципы конструкции и работы шарнирных муфт ?
- ? Каковы принципы конструкции и работы упругих муфт ?
- ? Как устроена и как работает упруго втулочно-пальцевая муфта (МУВП) ?
- ? За счёт каких сил работают фрикционные муфты ?
- ? Какие критерии прочности применяют для фрикционных муфт ?

Лекция 15-16 «Расчет зубчатых передач»

Выбор материалов зубчатых передач и вида термообработки

При выборе материала зубчатых колес следует учитывать назначение проектируемой передачи, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам и возможную технологию изготовления колёс. Основным материалом для изготовления зубчатых колёс является сталь. Необходимую твердость в сочетании с другими механическими характеристиками (а следовательно, желаемые габариты и массу передачи) можно получить за счет назначения соответствующей термической или химико-термической обработки стали.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими габаритами колес (когда термическая обработка их затруднена) обычно применяют стали с твердостью не более 350 НВ, которая обеспечивается нормализацией или термоулучшением материала. При этом возможно чистовое нарезание зубьев непосредственно после термообработки с высокой точностью изготовления, а при работе передачи обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев без хрупкого разрушения их при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твёрдость шестерни HB1 рекомендуют назначать больше твёрдости HB2 колеса не менее чем на (10...15) HB.

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять зубчатые колеса с высокотвердыми зубьями. При твердости более 350 НВ её обычно выражают в единицах Роквелла - HRC (1 HRC \approx 10 НВ).

Такая твердость обеспечивается после проведения упрочняющих видов термической и химикотермической обработки: закалки (объемной или поверхностной), цементации с последующей закалкой, азотирования и др.

Применение высокотвердых материалов является резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач, уменьшения их габаритов и массы. Однако с высокой твердостью материала связаны дополнительные трудности: плохая прирабатываемость зубьев, прогрессирующее усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, необходимость проведения термообработки после зубонарезания. Большинство видов упрочняющей термообработки сопровождается значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев, восстановления требуемой степени точности требуются дополнительные дорогостоящие зубоотделочные операции (шлифование, полирование, притирка и т.п.), что удлиняет технологический процесс изготовления зубчатых колес и значительно повышает стоимость передачи.

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в табл. 2.1. При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{зг}$ и толщина обода или диска $S_{зг}$) не превышали предельных значений $D_{пред}$ и $S_{пред}$.

Таблица 2.1 Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термообработка	Твёрдость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	-	-	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	-	-	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	135	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRCэ	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRCэ	269...302 НВ	920	750	420
35ХМ	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRCэ	269...302 НВ	920	790	420
35Л	-	-	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	-	-	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365

20Х 18ХГТ 12ХНЗ А	200	125	У+ЦК	56...63 HRCэ	300...400 НВ	900	800	400
38ХМ ЮА	-	-	А	57...67 HRCэ	30...35 HRC	1050	900	500
35ХМ 40ХН	-	40	З	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания:

1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:

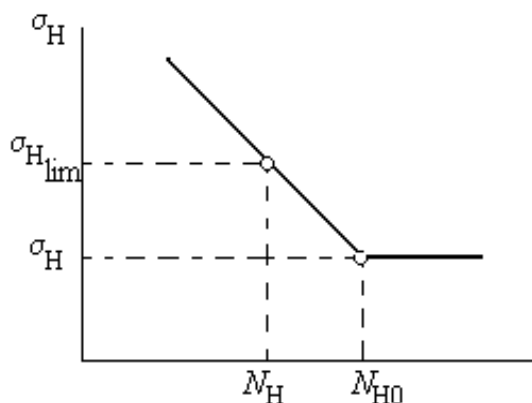
Н - нормализация, У - улучшение, ТВЧ - закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация,

А - азотирование.

2. Для цилиндрических и конических колёс с выточками принять меньшее из значений $D_{заг}$, $S_{заг}$.

Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения. Расчет на усталость рабочих поверхностей зубьев колес при циклических контактных напряжениях базируется на экспериментальных кривых усталости [1], которые обычно строят в полулогарифмических координатах (рис.2.1).



Здесь: σ_H - наибольшее напряжение цикла, N_H - число циклов нагружений, σ_{Hlim} - предел выносливости материала, N_{H0} - базовое число циклов (абсцисса точки перелома кривой усталости).

Рис. 2.1

* В расчётных формулах данного раздела в скобках приведены условные обозначения величин, принятые в технической литературе более ранних лет издания.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают для каждого зубчатого колеса передачи по формуле

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2}}{S_{H1,2}} Z_{N1,2}$$

где $\sigma_{Hlim1,2}$ определяют по эмпирическим зависимостям, указанным в табл.2.2;

$S_{H1,2}$ - коэффициент безопасности, рекомендуют назначать $S_H = 1,1$ при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему); $S_H = 1,2$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

Z_N (KHL) - коэффициент долговечности,

$$Z_{N1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1,2}}{N_{H1,2}}} \geq 1$$

но $\leq 2,6$ при $SH = 1,1$;
и $\leq 1,8$ при $SH = 1,2$.

Если $N_{H1,2} \geq N_{HG1,2}$, то следует принимать $Z_{N1,2} = 1$.

Коэффициент Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач (при $NH < NHG$).

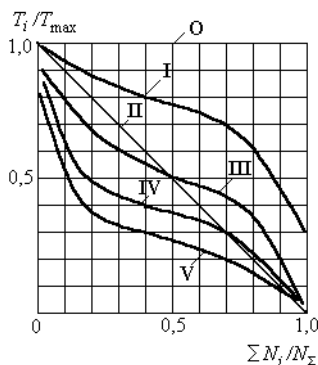
Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений $N_{H1,2} = 60cn_{1,2}t$, где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

$n_{1,2}$ - частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t – время работы передачи (ресурс) в часах; $t = Lh$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (незадаваемого) режима нагружения.

Большинство режимов нагружения современных машин сводятся приблизительно к шести типовым режимам (рис.2.2):



- 0 - постоянный,
- I - тяжелый,
- II - средний равновероятный,
- III - средний нормальный,
- IV - легкий,
- V - особо легкий

Рис.2.2

Режим работы передачи с переменной нагрузкой при расчете допускаемых контактных напряжений заменяют некоторым постоянным режимом, эквивалентным по усталостному воздействию. При этом в формулах расчетное число циклов NH перемены напряжений заменяют эквивалентным числом циклов NHE до разрушения при расчетном контактном напряжении.

$$N_{HE1,2} = \mu_H \cdot N_{H1,2}$$

где $\mu_H (K_{HE})$ - коэффициент эквивалентности, значения которого для типовых режимов нагружения приведены в табл.2.3.

Таблица 2.3

Ре- жим ра- боты	Расчёт на контакт. усталость			Расчёт на изгибную усталость					
	Термооб работка	m/2	μ_H (K_{HE})	Термическая обработка	m	μ_F (K_{FE})	Термическ. обработка	m	μ_F (K_{FE})
0			1,0		6	1,0	закалка		1,0

I	любая	3	0,5	улучшение, нормализация, азотирование	66	объёмная, поверхност- ная, цементация	0,20	
II			0,25				0,14	0,10
III			0,18				0,06	0,04
IV			0,125				0,038	0,016
V			0,063				0,013	0,004

Базовое число циклов NHG перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$, определяют по графику на рис.2.2 в зависимости от твердости поверхности зуба или рассчитывают по эмпирическим следующим зависимостям

$$N_{HG1,2} = 30 \cdot HB_{1,2}^{2,4} \approx HB_{1,2}^3 \leq 120 \cdot 10^6$$

Из двух значений (для зубьев шестерни и колеса) рассчитанного по формуле (2.1) допускаемого контактного напряжения в дальнейшем за расчетное принимают:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач - меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев $H1$ и $H2 \geq 350$ HB - меньшее из двух напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 HB) тверже зубьев колеса -

$$[\sigma_H] = 0,5 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25 [\sigma_H]_{\min}$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из значений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$.

Допускаемые напряжения изгиба. Расчет зубьев на изгибную выносливость выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса, для которых вычисляют допускаемые напряжения изгиба по формуле [1]

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{F\lim 1,2}}{S_{F1,2}} \cdot Y_A \cdot Y_{N1,2}$$

где $\sigma_{F\lim}(\sigma_{F0})$ - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, значения которого приведены в табл. 2.2;

SF - коэффициент безопасности, рекомендуют SF = 1,5...1,75 (смотри табл. 2.2);

YA(KFC) - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи), при односторонней нагрузке YA = 1 и при реверсивной YA = 0,7...0,8 (здесь большие значения назначают при H1 и H2 > 350 HB);

YN(KFL) - коэффициент долговечности, методика расчета которого аналогична расчету ZN (смотри выше).

$$\text{При } H \leq 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = 6 \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 4.$$

$$\text{При } H > 350 \text{ HB} \quad Y_{N1,2} = 9 \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE1,2}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6.$$

При $N_{FE1,2} \geq N_{FG}$ следует принимать $Y_{N1,2} = 1$. Рекомендуют принимать для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. При постоянном режиме нагружения передачи

$$N_{FE1,2} = N_{F1,2} = N_{H1,2} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot t$$

При переменных режимах нагрузки, подчиняющихся типовым режимам нагружения (рис.2.2),

$$N_{FE1,2} = \mu_F \cdot N_{F1,2},$$

где $\mu_F(K_{FE})$ принимают по табл. 2.3.

Проектный расчёт закрытой цилиндрической зубчатой передачи

При проектном расчёте прежде всего определяют главный параметр

цилиндрической передачи – межосевое расстояние a_{wp} , в мм. Расчёт производят по следующим формулам [1]:

- для прямозубой передачи

$$a_w = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}};$$

- для косозубой передачи

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot E_{пр}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}.$$

В указанных формулах знак "+" принимают в расчётах передачи внешнего зацепления, а знак "-" - внутреннего зацепления.

Рекомендуется следующий порядок расчётов.

При необходимости определяют (или уточняют) величину вращающего момента на колесе передачи T_2 в Н·мм. В случае задания в исходных данных на курсовой проект вращающего момента $T_{вых}$ номинальный момент на колесе рассчитываемой передачи

$$T_2 = \frac{10^3 \cdot T_{вых}}{\eta_{nk}}.$$

При задании полезной мощности привода $P_{пол}$ (кВт) номинальный

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{пол}}{n_2} \cdot 10^3,$$

вращающий момент на колесе рассчитывают по формуле

- частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Из табл. 2.4 назначают относительную ширину колёс $\Psi_{ba} = b_w / a_w$ в соответствии со схемой расположения колёс относительно опор и выбранной ранее

твёрдостью поверхностей зубьев. Большие значения Ψ_{ba} целесообразно принимать для передач с постоянными или близкими к ним нагрузками. В дальнейшем в расчетах может

встретиться относительная ширина колёс $\Psi_{bd} = b_w / d_{w1}$, которую рассчитывают с

$$\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{ba}(u_p \pm 1)}{2}.$$

учетом зависимости

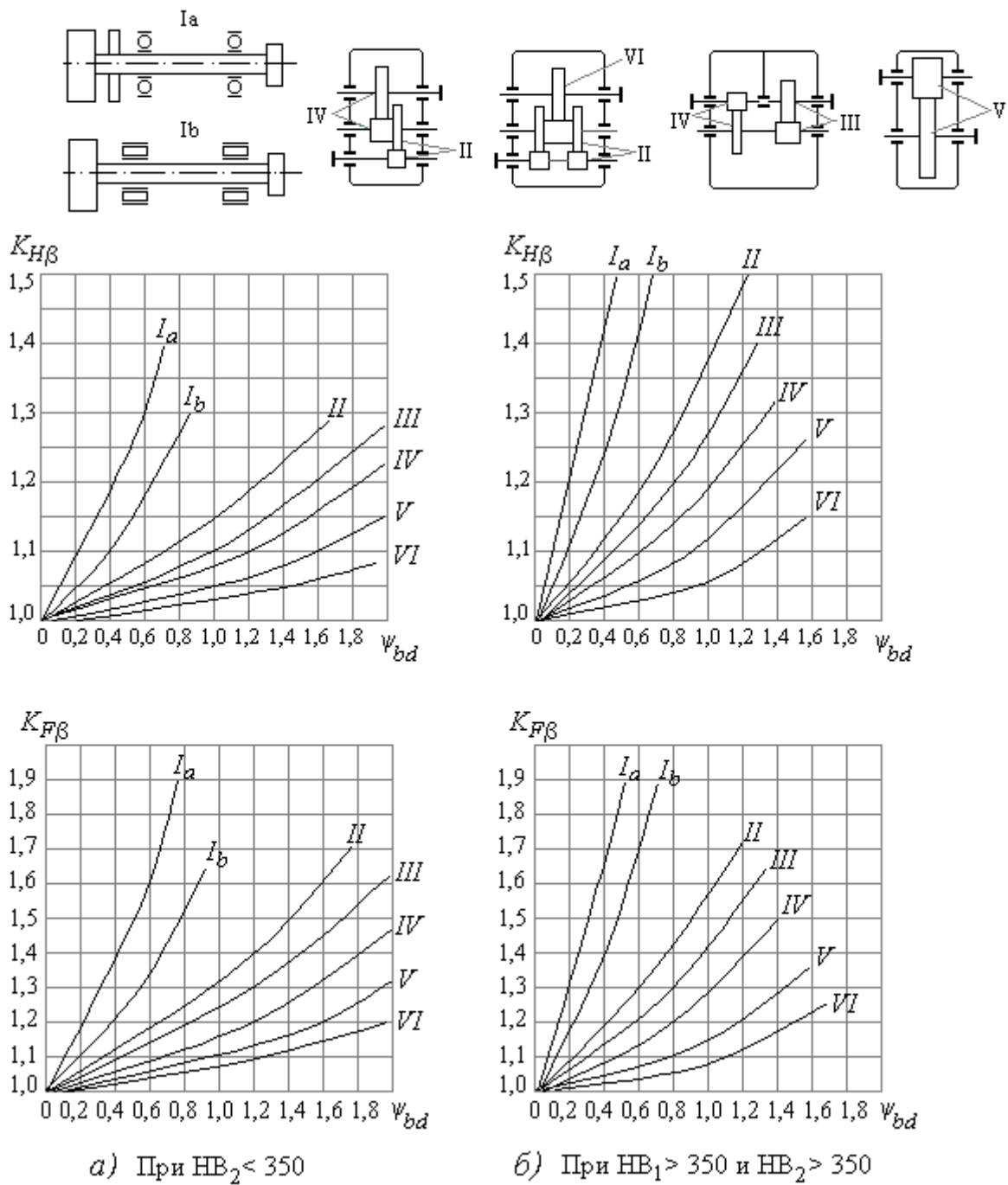


Рис.2.3

Коэффициент неравномерности нагрузки по длине контакта $K_{H\beta}$ выбирают по кривым на графиках рис. 2.3 а, б в соответствии с расположением колёс относительно опор и твёрдостью рабочих поверхностей зубьев колёс.

Приведённый модуль упругости $E_{пр}$ в случае различных материалов колёс рассчитывают по соотношению

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

Если в передаче используется для изготовления колёс один материал (например, сталь с $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа или чугун с $E = 0.9 \cdot 10^5$ МПа), тогда $E_{пр} = E$, МПа.

Таблица 2.4

Относительная ширина колёс Ψ_{ba}

Схема расположения колёс относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	H2 ≤ 350 HB или H1 и H2 ≤ 350 HB	H1 и H2 > 350 HB
Симметричная	0,3...0,5	0,25...0,3
Несимметричная	0,25...0,4	0,20...0,25
Консольная	0,20...0,25	0,15...0,20

Полученное значение межосевого расстояния a_w (мм) для нестандартных передач рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Таблица 2.5. Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

Ряды			Дополн. размеры	Ряды			Дополн. размеры
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
1	2	3	4	5	6	7	8
40	40	40	41	200	200	200	205
		42	44			210	
		45	46			220	220
	48	49	240				
	230						
50	50	50	52	250	250	250	270
		53	55			260	
		56	58			280	280
	60	62	300				
	63	65	320				
	63	63	63		65	320	320
67			70	340			
71			73	360	360		
75		78	380				
370							
80	80	80	82	400	400	400	410
		85	92			420	
		90	95			450	450
	98	480					
	440						
100	100	100		500	500	500	

		105	102			530	515
			108				545
	110	110	112		560	560	580
		120	115			600	615
			118				
125	125	125		630	630	630	650
		130				670	690
			135				
	140	140			710	710	730
		150				750	775
			145				
			155				
160	160	160		800	800	800	825
		170				850	875
			165				
			175				
	180	180			900	900	925
		190				950	975
			185				
			195				

Геометрический расчёт закрытой цилиндрической передачи

Определяют модуль зацепления m (или m_n для косозубой передачи) из соотношения $m(m_n) = (0.01...0.02) \cdot a_w$, если H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ и $m(m_n) = (0.016...0.0315) \cdot a_w$, если H_1 и $H_2 > 350$ НВ.

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного значения по 1-му ряду модулей: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм. При этом для силовых передач рекомендуют [1] принимать $m(m_n) \geq 1,5$ мм.

Для косозубой передачи угол наклона линии зуба назначают в пределах $\beta = 8^\circ...20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{для прямозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w / m,$$

$$\text{для косозубых колёс} \quad z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n.$$

Полученное значение z_Σ округляют до целого числа.

Число зубьев шестерни определяют из соотношения: $z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1)$, где u – передаточное число передачи, $u = z_2 / z_1 \geq 1$. Здесь знак "+" – для внешнего зацепления, знак "-" – для внутреннего зацепления.

Значение z_1 следует округлить до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев необходимо назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3 \beta$ – для косозубых колёс. Зачастую для уменьшения шума в быстроходных передачах принимают $z_1 \geq 25$.

Рассчитывают число зубьев колеса передачи $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

Определяют фактическое значение передаточного числа передачи $u_{\phi} = z_2/z_1$ с точностью до двух знаков после запятой. Определяют фактическое межосевое расстояние. Для прямозубой передачи $a_{w\phi} = m(z_1 + z_2)/2$. Для косозубой передачи уточняют значение фактического угла наклона линии зуба $\beta = \arccos(z_{\Sigma} m_n / (2a_{w\phi}))$.

Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают как $b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$ и округляют до целого числа по ряду Ra20 нормальных линейных размеров (табл. 2.5). Тогда ширина зубчатого венца колеса $b_2 = b_w$, ширина зуба шестерни $b_1 = b_2 + (2...5)$ мм. Делительные диаметры рассчитывают по формулам:

$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$ - для прямозубых колёс

и $d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta}$ - для косозубых колёс.

Начальный диаметр шестерни - $d_{w1} = \frac{2a_{w\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$.

$$d_{w2} = \frac{2a_{w\phi} \cdot u_{\phi}}{u_{\phi} \pm 1}$$

Начальный диаметр колеса передачи -

Диаметры вершин зубьев колёс $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$ для прямозубых и $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Диаметры впадин зубьев колёс

$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$ - для прямозубых и $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$ - для косозубых колёс. Точность вычислений диаметральных размеров колёс должна быть не выше 0,001 мм. Угол α_w зацепления передачи принимают равным углу α профиля исходного контура: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Проверочный расчёт закрытой цилиндрической передачи

Проверка контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев колёс. Расчётом должна быть проверена справедливость соблюдения следующих неравенств [1]:

- для прямозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H];$$

- для косозубых колёс

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_p \cdot (u_{\phi} \pm 1)}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w \cdot u_{\phi}}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным

напряжениям, $Z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \epsilon_{\alpha}}$.

Все геометрические параметры рассчитываемых колёс определены в п.2.4. Для косозубой передачи дополнительно рассчитывают ϵ_{α} - коэффициент торцового перекрытия зубчатой передачи по формуле [1]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot c \cos \beta.$$

Здесь также знак "+" относится к передачам внешнего зацепления, а "-" - внутреннего зацепления.

Рассчитывают (или уточняют) величину вращающего момента T_1 в Н·мм на шестерне проверяемой передачи:

$$T_1 = \frac{T_2}{u_{\phi} \cdot \eta},$$

где η - КПД передачи, он учитывает потери мощности в зубчатой передаче; обычно $\eta = 0,97$.

Для определения коэффициента внутренней динамической нагрузки K_{HV} необходимо по табл. 2.6 назначить степень точности передачи в зависимости от окружной скорости в зацеплении

$$V = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000), \text{ м/с.}$$

Таблица 2.6. Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости вращения колёс V , м/с		
	прямозубых		косозубых
	цилиндрических	конических	цилиндрических
6	до 15	до 12	до 30
7	до 10	до 8	до 15
8	до 6	до 4	до 10
9	до 2	до 1,5	до 4

Затем по табл. 2.7 находят значение коэффициента K_{HV} для рассчитываемой передачи.

В косозубой передаче теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. Однако практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары может быть небольшой зазор, который устраняется под нагрузкой вследствие упругих деформаций зубьев. Это учитывают коэффициентом $K_{H\alpha}$, назначаемым из табл. 2.8.

Таблица 2.7. Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твёрдость поверхностных зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с					
			1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	а	K_{Hv}	1.03	1.06	1.12	1.17	1.23	1.28
			1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
		K_{Fv}	1.06	1.13	1.26	1.40	1.53	1.67
			1.02	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
	б	K_{Hv}	1.02	1.04	1.07	1.10	1.15	1.18
			1.00	1.00	1.02	1.02	1.03	1.04
			1.02	1.04	1.08	1.11	1.14	1.17

		KFv	1.01	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07
7	а		1.04	1.07	1.14	1.21	1.29	1.36
		KHv	1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
		KFv	1.08	1.16	1.33	1.50	1.67	1.80
	б		1.03	1.05	1.09	1.14	1.19	1.24
		KHv	1.00	1.01	1.02	1.03	1.03	1.04
		KFv	1.03	1.05	1.09	1.13	1.17	1.22
8	а		1.04	1.08	1.16	1.24	1.32	1.40
		KHv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.07	1.08
		KFv	1.10	1.20	1.38	1.58	1.78	1.96
	б		1.03	1.06	1.10	1.16	1.22	1.26
		KHv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.06	1.12	1.16	1.21	1.26
9	а		1.05	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50
		KHv	1.01	1.03	1.05	1.07	1.09	1.12
		KFv	1.13	1.28	1.50	1.77	1.98	2.25
	б		1.04	1.07	1.13	1.20	1.26	1.32
		KHv	1.01	1.01	1.02	1.03	1.04	1.05
		KFv	1.04	1.07	1.14	1.21	1.27	1.34
		KFv	1.01	1.02	1.04	1.06	1.08	1.09

Примечания: 1. Твёрдость поверхностей зубьев

$$a - \begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}; \end{cases}$$

$$б - H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}.$$

2. Верхние цифры относятся к прямым зубьям, нижние – к косым зубьям.

Таблица 2.8

Окружная скорость V, м/с	Степень точности	КН α	КF α
До 5	7	1.03	1.07
	8	1.07	1.22
	9	1.13	1.35
5-10	7	1.05	1.20
	8	1.10	1.30
10-15	7	1.08	1.25
	8	1.15	1.40

Если в результате проверки выявится существенная недогрузка (свыше 10 %) передачи, то с целью более полного использования возможностей материалов зубчатых

колёс возможна корректировка рабочей ширины зубчатого венца по соотношению

$$b_{w \text{ уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2$$

Уточнённое значение рабочей ширины венца рекомендуется округлить до нормального линейного размера (по табл.2.5).

Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчёт выполняют отдельно для шестерни и для зубчатого колеса передачи после уточнения нагрузок на зубчатые колёса и их геометрических параметров.

Проверяют справедливость соотношения расчётных напряжений изгиба σ_F и допускаемых напряжений $[\sigma_F]$:
для прямозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

и для косозубых колёс

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}$$

где $Z_{F\beta}$ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$$

изгиба, ε_α - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии на зубе к основанию зуба,

$Y_\beta = 1 - \beta/140$, где β подставляют в градусах. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися зубьями $K_{F\alpha}$ назначают по табл. 2.8.

Окружное усилие в зацеплении колёс рассчитывают по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н.}$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта $K_{F\beta}$ определяют по графикам рис. 2.7 в, аналогично рассмотренному выше определению значения коэффициента $K_{H\beta}$.

Коэффициент формы зуба Y_F для прямозубых колёс назначают по табл. 2.9 в зависимости от фактического числа зубьев для прямозубых колёс и от числа зубьев

эквивалентных колёс $Z_{V1,2} = Z_{1,2} / \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс. Табл. 2.9 составлена для случая отсутствия смещения зуборезного инструмента ($x=0$) при зубонарезании.

Если при проверочном расчёте рабочие напряжения изгиба $\sigma_{F1,2}$ в зубьях колёс оказываются значительно меньшей величины, чем допускаемые напряжения $[\sigma_F]_{1,2}$, то для закрытых передач это вполне допустимо, так как нагрузочная способность таких передач ограничивается, как правило, контактной выносливостью зубьев.

Таблица 2.9. Коэффициент формы зуба Y_F

Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF	Z или ZV	YF
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,68	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Расчёт открытой цилиндрической зубчатой передачи

Учитывая условия и характер работы открытых передач (недостаточная защищённость от загрязнения абразивными частицами и увеличенный абразивный износ при плохой смазке, большие деформации валов, что приводит к увеличению зазоров в зацеплении, возрастанию динамических нагрузок, к понижению прочности изношенных зубьев вследствие уменьшения площади их поперечного сечения и, как следствие, к поломке зубьев), данные передачи рекомендуют рассчитывать по напряжениям изгиба. В этих передачах выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев изнашиваются и удаляются раньше, чем появляются усталостные трещины.

Для проектного расчёта открытых передач по напряжениям изгиба определяют модуль зацепления из выражений [1]:

для прямозубых колес

$$m \geq \sqrt[3]{3T_{\text{ВЫХ}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])},$$

для косозубых колес

$$m_n \geq \sqrt[3]{2T_{\text{ВЫХ}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Z_{F\beta} \cdot Y_{F3} / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_{F3}])}.$$

Здесь:

Z_3 - число зубьев шестерни открытой передачи (см. исходные данные);

$\psi_{bm} = b_w / m$ - коэффициент ширины зубчатого венца колеса относительно модуля, рекомендуют назначать для открытых передач $\psi_{bm} = 10 \dots 15$;

$[\sigma_{F1}]$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, Н/мм², определяют в соответствии с п.2.2. («Расчет допускаемых напряжений»);

T_3 - момент на шестерне, Н·мм; $T_3 = T_{\text{ВЫХ}}$;

$Z_{F\beta}$ - определяют по п.2.5. («Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба»);

$K_{F\beta}$ - смотри рис. 2.3, б;

Y_{F3} - смотри табл. 2.9.

Полученное значение модуля округляют в большую сторону до значения из стандартного ряда модулей (см. п.2.4).

Зная значение модуля, определяют геометрические размеры шестерни :

диаметр делительный - $d_3 = m \cdot z_3$ или $d_3 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_3,$

диаметр вершин зубьев - $d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m,$

диаметр впадин зубьев - $d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m,$

ширина венца - $b_3 = \psi_{bm} \cdot m + (2 \dots 4).$

Точность вычисления диаметров шестерни до 0,001 мм, значение ширины зубчатого венца округляют до целого числа по нормальным линейным размерам (см. табл. 2.5). Проверочный расчет такой передачи по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.5. («Проверочный расчет закрытой цилиндрической передачи»).

Лекция 17. Пространственные зубчатые передачи

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают вращающий момент между валами с пересекающимися осями (чаще всего под углом 90°). Их зубья бывают прямыми, косыми, круговыми и обычно имеют эвольвентный профиль.

И хотя, конические колёса сложнее цилиндрических как по своей геометрии, так и в изготовлении, принципы силового взаимодействия, условия работы, а следовательно, и методика расчёта аналогичны цилиндрическим.

Здесь мы рассмотрим только отличительные особенности расчёта конических колёс.

Сначала конструктор выбирает внешний окружной модуль m_{te} , из которого рассчитывается вся геометрия зацепления, в частности, нормальный модуль в середине зуба $m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 b/R_e)$, где R_e – внешнее конусное расстояние.

Силы в конической передаче действуют аналогично цилиндрической, однако следует помнить, что из-за перпендикулярности осей радиальная сила на шестерне аналогична осевой силе для колеса и наоборот, а окружная сила при переходе от шестерни к колесу только меняет знак

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{r2} = \overline{F}_{a1}; \quad \overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2}.$$

Прочностные расчёты конических колёс [45] проводят аналогично цилиндрическим, по той же методике [3]. Из условия контактной выносливости определяют внешний делительный диаметр d_{we} , из условия прочности на изгиб находят нормальный модуль в середине зуба m_{nm} . При этом в расчёт принимаются воображаемые эквивалентные колёса с числами зубьев $Z_{\gamma 1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и диаметры $d_{\gamma 1,2} = m_{te} Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$. Здесь Z_1, Z_2 - фактические числа зубьев конических колёс. При этом числа $Z_{\gamma 1,2}$ могут быть дробными.

В эквивалентных цилиндрических колёсах [32] диаметр начальной окружности и модуль соответствуют среднему сечению конического зуба, вместо межосевого расстояния берётся среднее конусное расстояние [45], а профили эквивалентных зубьев получают развёрткой дополнительного конуса на плоскость.

Расчёт закрытой конической зубчатой передачи

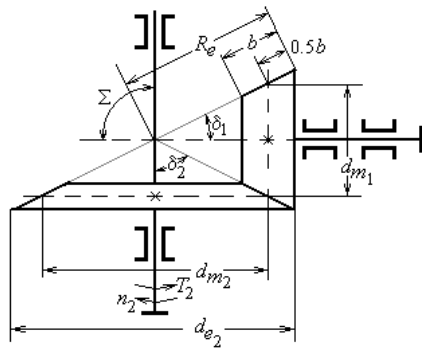


Рис.2.4

Наибольшее применение в редукторостроении получили прямозубые конические колёса, у которых оси валов пересекаются под углом $\Sigma=90^\circ$ (рис. 2.4).

Проектный расчёт. Основной габаритный размер передачи - делительный диаметр колеса по внешнему торцу - рассчитывают по формуле [1] :

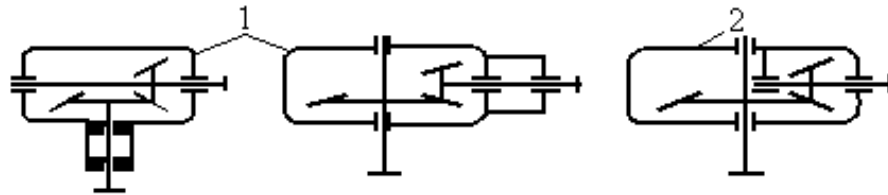
$$d_{e2} \geq 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

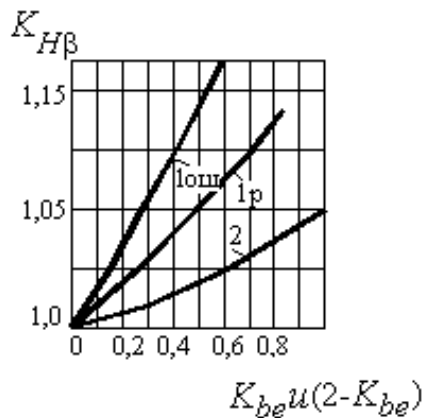
T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н·мм (см.п.2.3);

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, определяют по графикам на рис. 2.5.

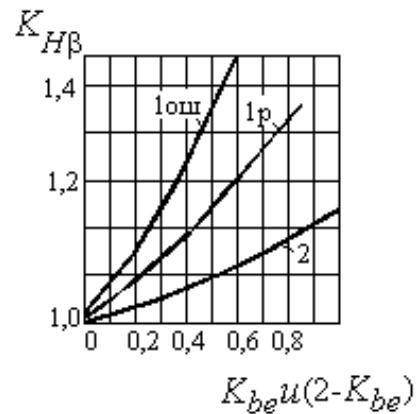
Здесь K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{be} = b_w / R_e$. Рекомендуют принять $K_{be} \leq 0,3$. Меньшие значения назначают для неприрабатываемых зубчатых колёс, когда $H1$ и $H2 > 350$ НВ или



а



б



в

$V > 15$ м/с .

Рис. 2.5

Наиболее распространено в редукторостроении значение $K_{\beta e} = 0,285$, тогда предыдущее выражение для определения делительного диаметра по внешнему торцу колеса принимает вид

$$d_{e2} \geq 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\cdot p} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u_p}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где u_p – расчетное передаточное число конической передачи.

Геометрический расчёт. Определяют диаметр шестерни по внешнему торцу

$$d_{l_{1p}} = \frac{d_{l_{2p}}}{u_p}$$

Число зубьев шестерни Z'_1 назначают по рекомендациям, представленным на рис. 2.6.

По значению Z'_1 определяют число зубьев шестерни:

$$z_1 = 1,6z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = 1,3z'_1 \text{ при } H1 \geq 45 \text{ HRC и } H2 \leq 350 \text{ HB},$$

$$z_1 = z'_1 \text{ при } H1 \text{ и } H2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

Вычисленное значение z_1 округляют до целого числа.

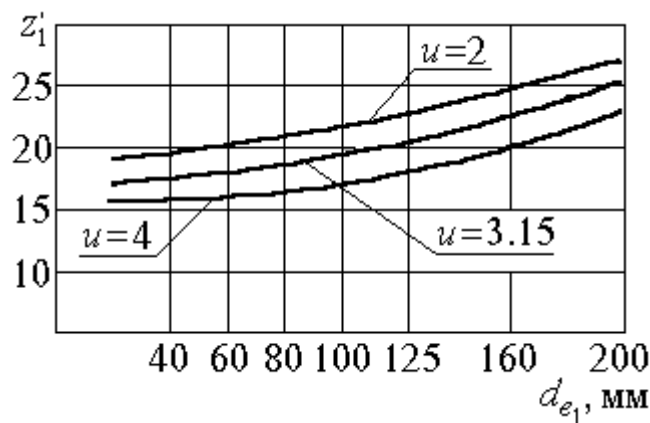


Рис.2.6

Определяют число зубьев колеса $Z_2 = u \cdot Z_1$.

Вычисленное значение Z_2 округляют до целого числа. После этого необходимо уточнить:

- передаточное число передачи $u_{\phi} = z_2 / z_1$,
- угол делительного конуса колеса $\delta_{2\phi} = \arctg u_{\phi}$,
- угол делительного конуса шестерни $\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$,
- внешний окружной модуль $m_e = d_{e2} / z_2$.

Рекомендуется округлить m_e до стандартного значения $m_{e\phi}$ по ряду модулей: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. После этого уточняют величины диаметров $d_{e1\phi} = m_{e\phi} \cdot z_1$ и $d_{e2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_2$.

Рассчитывают величину внешнего конусного расстояния передачи (рис.2.4)

$$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$$

Рабочая ширина зубчатого венца колеса $b_w = K_{be} \cdot R_e$.

Полученное значение b_w округляют до ближайшего из ряда нормальных линейных размеров (табл. 2.5).

Определяют расчётный модуль зацепления в среднем сечении зуба

$$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$$

При этом найденное значение m_m не округляют!

Рассчитывают внешнюю высоту головки зуба $h_{ae} = m_{e\phi}$.

Внешнюю высоту ножки зуба определяют как $h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$.

Внешний диаметр вершин зубьев колёс рассчитывают по формуле

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$$

Угол ножки зуба рассчитывают по формуле $\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$.

Проверочный расчёт. При расчёте на выносливость зубьев колёс по контактным напряжениям проверяют выполнение условия

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_1 \cdot K_H}{0,85 \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w} \cdot \frac{\sqrt{u_\phi^2 + 1}}{u_\phi}} \leq [\sigma_H]$$

где $E_{пр}$ - приведённый модуль упругости, для стальных колёс $E_{пр} = E_{стали} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

$$T_1 - \text{вращающий момент на шестерне, Н·мм,} \quad T_1 = \frac{T_2}{u_\phi \cdot \eta_{пер}} ;$$

здесь $\eta_{пер}$ - КПД передачи.

K_H - коэффициент расчётной нагрузки, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$; коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ найден ранее по графикам рис.2.5.

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки, находят по табл. 2.7 с понижением на одну степень точности против фактической, назначенной по окружной скорости

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} \text{ в соответствии с рекомендациями (табл.2.6);}$$

d_{m1} - делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба,

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1;$$

α_w - угол зацепления, $\alpha_w=20^\circ$.

Далее проверяют зубья колёс на выносливость по напряжениям изгиба по формулам [1]:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{0,85 \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F]_1 \quad \text{и} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2}/Y_{F1} \leq [\sigma_F]_2,$$

где F_t - окружное усилие в зацеплении, Н, $F_t = 2T_1/d_{m1}$;

K_F - коэффициент расчётной нагрузки, $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$. Здесь

$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1)$, а K_{FV} определяют по табл. 2.7 с понижением точности на одну степень против фактической.

$Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба соответственно шестерни и колеса, находят по табл. 2.9 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колёс

$$z_{V1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{\phi 1,2}.$$

Проектный расчёт открытой конической прямозубой передачи

Модуль зацепления в среднем сечении зуба конического колеса рассчитывают по формуле

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{3T_{\text{вых}} \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F3}}{0,85 \cdot z_3 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_{F3}]}}$$

где, кроме рассмотренных выше величин (см. п. 2.6), рекомендуют назначить

$\psi_m = b_w/m_m \leq 10$ и $k_{F\beta}=1,1 \dots 1,2$.

Далее рассчитывают основные геометрические параметры зубчатых колёс открытой передачи:

- ширину зубчатого венца $b_w = \psi_m \cdot m_m$ (с округлением до целого числа по ряду нормальных линейных размеров);

- делительный диаметр в среднем сечении зуба шестерни $d_{m3} = m_m \cdot z_3$;

- по заданному (или принятому) передаточному числу $u_{\text{отк}}$ находим угол при

вершине делительного конуса $\delta_3 = \text{arcctg } u_{\text{отк}}$;

$$R_m = \frac{d_{m3}}{2 \cdot \sin \delta_3};$$

- среднее конусное расстояние

- внешнее конусное расстояние $R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w$;

- модуль зацепления на внешнем торце $m_e = m_m \cdot R_e/R_m$;

- внешний делительный диаметр шестерни $d_{e3} = d_{m3} \cdot R_e/R_m$.

Проверочный расчёт такой передачи на выносливость по контактным напряжениям выполняют в соответствии с п.2.7 («Расчет закрытой конической зубчатой передачи»).

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапециевидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.

Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- + большое передаточное отношение (до 80);
- + плавность и бесшумность хода.

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один фундаментальный недостаток: **высокое трение в зацеплении**. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: **движение передаётся только от червяка к колесу**, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$.

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

- × поверхностное выкрашивание и схватывание;
- × излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично [44].

В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямоочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка) ρ_1 равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса

$$\rho_{np} = \rho_2.$$

Далее расчёт проводится по формуле Герца-Беляева. Из проектировочного расчёта находят осевой модуль червяка, а по нему и все геометрические параметры зацепления.

Особенность расчёта на изгиб состоит в том, что принимается эквивалентное число зубьев $Z_{эkv} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, где γ - угол подъёма витков червяка.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95°C . Допускаемая температура назначается 65°C .

Уравнение для теплового расчёта составляется из баланса тепловой энергии, а именно: **выделяемое червячной парой тепло должно полностью отводиться в окружающую среду**

$$Q_{\text{выделяемое}} = Q_{\text{отводимое}}.$$

Решая это уравнение, находим температуру редуктора, передающего заданную мощность N

$$t = [860N(1-\eta)] / [K_T S(1-\Psi)] + t_0.$$

где K_T – коэффициент теплоотдачи, S – поверхность охлаждения (корпус), t_o – температура окружающей среды, Ψ – коэффициент теплоотвода в пол.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это "сталь по бронзе". Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо - сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? Каково назначение передач в машинах ?
- ? Каковы области применения прямозубых и косозубых передач ?
- ? Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс ?
- ? Как определяется передаточное отношение и передаточное число ?
- ? Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс ?
- ? Какие силы действуют в зубчатом зацеплении ?
- ? Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность ?
- ? По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев на изгиб ?
- ? В чём заключаются достоинства и недостатки планетарных передач ?
- ? Для чего созданы волновые передачи и в чём заключается принцип их работы ?
- ? В чём заключаются достоинства и недостатки волновых передач ?
- ? Для чего созданы зацепления Новикова и в чём заключается принцип конструкции их зубьев ?
- ? В чём заключаются достоинства и недостатки зацеплений Новикова ?
- ? В чём заключается принцип конструкции червячной передачи ?
- ? Каковы достоинства и недостатки червячных передач ?
- ? Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач ?
- ? Каковы основные причины поломок червячных передач ?
- ? Из каких условий находят температуру червячной передачи ?
- ? Какие методы могут применяться для снижения температуры червячной передачи ?
- ? Какие материалы должны применяться для червячной передачи ?
- ? Каковы особенности конструкции червячных колёс ?

Лекция 18 «Передачи трением»

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передают движение за счёт сил трения (*лат. frictio – трение*). Простейшие передачи состоят из двух цилиндрических или конических роликов - катков.

Главное условие работы передачи состоит в том, что момент сил трения между катками должен быть больше передаваемого вращающего момента.

Передачное отношение цилиндрической фрикционной передачи определяют как отношение частот вращения или диаметров тел качения.

$$U = n_1/n_2 = D_2/[D_1(1-\varepsilon)],$$

где ε – коэффициент скольжения (0,05 - для передач "всухую"; 0,01 – для передач со смазкой и большими передаточными отношениями).

Для конической передачи – вместо диаметров берут углы конусов.

Фрикционные передачи выполняются либо с постоянным, либо с регулируемым передаточным отношением (вариаторы).

Передачи с постоянным передаточным отношением применяются редко, главным образом, в кинематических цепях приборов, например, магнитофонов и т.п. Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах для бесступенчатого регулирования скорости. Зубчатые передачи не позволяют такого регулирования.

Достоинства фрикционных передач:

- + простота тел качения;
- + равномерность вращения, что удобно для приборов;
- + возможность плавного регулирования скорости;
- + отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи.

Недостатки фрикционных передач:

- потребность в прижимных устройствах;
- большие нагрузки на валы, т.к. необходимо прижатие дисков;
- большие потери на трение;
- повреждение катков при пробуксовке;
- неточность передаточных отношений из-за пробуксовки.

Основными видами поломок фрикционных передач являются:

- × **усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);**
- × **износ (в передачах без смазки);**
- × **задир поверхности при пробуксовке.**

Поскольку всё это следствие высоких контактных напряжений сжатия, то в качестве проектировочного выполняется расчёт по допускаемым контактным напряжениям [29]. Здесь применяется формула Герца-Беляева, которая, собственно говоря, и была выведена для этого случая. Исходя из допускаемых контактных напряжений, свойств материала и передаваемой мощности определяются диаметры фрикционных колёс

$$D_1 = 2 * \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} * \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{U[\sigma]_K} \right)^2}; \quad D_2 = UD_1.$$

Основные требования к материалам фрикционных колёс:

- высокая износостойкость и поверхностная прочность;
- высокий коэффициент трения (во избежание больших сил сжатия);
- высокий модуль упругости (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы).

Наиболее пригодными оказываются шарикоподшипниковые стали типа ШХ15 или 18ХГТ, 18Х2Н4МА.

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5. Широко применяется текстолит.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрешиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Являются разновидностью фрикционных передач, где движение передаётся посредством специального кольцевого замкнутого ремня.

Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания.

Ремни имеют различные сечения:

- а) плоские, прямоугольного сечения;
- б) трапециевидные, клиновые;
- в) круглого сечения;
- г) поликлиновые.

Наибольшее распространение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба, а клиновые имеют повышенную тяговую способность.

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива.

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

Достоинства ременных передач:

- + передача движения на средние расстояния;
- + плавность работы и бесшумность;
- + возможность работы при высоких оборотах;
- + дешевизна.

Недостатки ременных передач:

- большие габариты передачи;
- неизбежное проскальзывание ремня;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- потребность в натяжных устройствах;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях.

Основные критерии расчёта ременных передач:

- тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- долговечность ремня.

Если не будет выдержано первое условие, ремень начнёт буксовать, если не выполнить второе – ремень быстро разорвётся. Поэтому основным расчётом ременных передач является расчёт по тяговой способности. Расчёт на долговечность выполняется, как проверочный [24,25,29].

Для создания трения ремень надевают с предварительным натяжением F_0 . В покое или на холостом ходу ветви ремня натянуты одинаково. При передаче вращающего момента T_1 натяжения в ветвях перераспределяются: ведущая ветвь натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 . Составляя уравнение равновесия моментов относительно оси вращения имеем $-T_1 + F_1 D_1/2 - F_2 D_2/2 = 0$ или $F_1 - F_2 = F_t$, где F_t – окружная сила на шкиве $F_t = 2T_1/D_1$.

Общая длина ремня не зависит от нагрузки [16], следовательно, суммарное натяжение ветвей остаётся постоянным: $F_1 + F_2 = 2F_0$. Таким образом, получаем систему двух уравнений с тремя неизвестными:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

Эти уравнения устанавливают изменение натяжения ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не показывают нам тяговую способность передачи, которая связана с силой трения между ремнём и шкивом. Такая связь установлена Л.Эйлером с помощью дифференциального анализа.

Рассмотрим элементарный участок ремня $d\varphi$. Для него dR – нормальная реакция шкива на элемент ремня, $f dR$ – элементарная сила трения. По условию равновесия суммы моментов

$$rF + rfdR - r(F + dF) = 0.$$

Сумма горизонтальных проекций сил:

$$dR - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Отбрасывая члены второго порядка малости и помня, что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил простейшее дифференциальное уравнение: $dF/F = f d\varphi$.

Интегрируя левую часть этого уравнения в пределах от F_1 до F_2 , а правую часть в пределах угла обхвата ремня получаем: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$.

Теперь стало возможным найти все неизвестные силы в ветвях ремня:

$$F_1 = F_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_2 = F_t / (e^{f\alpha} - 1); \quad F_0 = F_t (e^{f\alpha} + 1) / 2(e^{f\alpha} - 1).$$

Полученные формулы устанавливают связь натяжения ремней с передаваемой нагрузкой F_t , коэффициентом трения f и углом обхвата α . Они позволяют вычислить минимальное предварительное натяжение ремня F_0 , при котором уже станет возможной передача требуемого вращающего усилия F_t .

Нетрудно увидеть, что увеличение f и α улучшает работу передачи. На этом основаны идеи клиноременной передачи (повышается f) и натяжных роликов (повышается α).

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила $F_v = \rho S v^2$, где S - площадь сечения ремня. Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

В ремне действуют следующие напряжения:

- предварительное напряжение (от силы натяжения F_0) $\sigma_0 = F_0/S$;
- "полезное" напряжение (от полезной нагрузки F_t) $\sigma_n = F_t/S$;
- напряжение изгиба $\sigma_u = \delta E / D$ (δ – толщина ремня, E – модуль упругости ремня, D – диаметр шкива);
- напряжения от центробежных сил $\sigma_v = F_v/S$.

Наибольшее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив $\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_n + \sigma_u + \sigma_v$.

При этом напряжения изгиба не влияют на тяговую способность передачи, однако являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

Силы натяжения ветвей ремня (кроме центробежных) воспринимаются опорами вала. Равнодействующая нагрузка на опору $F_r \approx 2 F_o \cos(\beta/2)$. Обычно эта радиальная нагрузка на опору в 2 ... 3 раза больше передаваемой ремнём вращающей силы.

Порядок проектного расчёта плоскоременной передачи

1. Выбирают тип ремня.
2. Определяют диаметр малого шкива $D_1 = (110 \dots 130)(N/n)^{1/3}$, где N – мощность, *КВТ*, n – частота вращения, *об/мин*, подбирают ближайший по ГОСТ 17383-73.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $2(D_1 + D_2) \leq a \leq 15m$.
4. Проверяют угол обхвата на малом шкиве: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, при необходимости на ведомой нити ремня применяют натяжной ролик, который позволяет даже при малых межосевых расстояниях получить угол обхвата более 180° . Угол обхвата можно измерить по вычерченной в масштабе схеме передачи.
5. По передаваемой мощности N и скорости v ремня определяют ширину $b \geq N/(vz[p])$ и площадь ремня $F \geq N/(v[k])$, где $[p]$ – допускаемая нагрузка на *мм* ширины прокладки, $[k]$ – допускаемая нагрузка на единицу площади сечения ремня.
6. Подбирают требуемый ремень по ГОСТ 101-54; 6982-54; 18679-73; 6982-75; 23831-79; ОСТ 17-969-84.
7. Проверяют ресурс передачи $N = 3600vz_{шт}T$.
8. Вычисляют силы, действующие на валы передачи $F_R = F_o \cos(\beta/2)$.

Порядок проектного расчёта клиноременной передачи

1. Выбирают по ГОСТ 1284-68; 1284.1-80; 5813-76; РТМ 51015-70 профиль ремня. Большие размеры в таблицах соответствуют тихоходным, а меньшие – быстроходным передачам.
2. Определяют диаметр малого шкива.
3. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины $0,55(D_M + D_6) + h \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$, где h – высота сечения ремня.
4. Находят длину ремня и округляют её до ближайшего стандартного значения.
5. Проверяют частоту пробегов ремня и если она выше допустимой, то увеличивают диаметры шкивов или длину ремня.
6. Окончательно уточняют межосевое расстояние.
7. Определяют угол обхвата на малом шкиве $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (D_2 - D_1)/a$, рекомендуется $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.
8. По тяговой способности определяют число ремней.
9. При необходимости проверяют ресурс.
10. Вычисляют силы, действующие на валы передачи.

Шкивы плоскоременных передач имеют: обод, несущий ремень, ступицу, сажаемую на вал и спицы или диск, соединяющий обод и ступицу.

Шкивы обычно изготавливают чугунными литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда *R40* (ГОСТ 17383-73*). Ширину шкива выбирают в зависимости от ширины ремня [32].

Во избежание сползания ремня их рабочие поверхности делают выпуклыми. Шероховатость $R_z \leq 10 \text{ мкм}$.

Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров – ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при

скоростях $60 \div 80$ м/с. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с.

Плоские ремни должны обеспечивать:

- прочность при переменных напряжениях;
- износостойкость;
- высокое трение со шкивами;
- малую изгибную жёсткость.

Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками [32].

Ремни выпускают конечными и поставляют в рулонах.

Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при больших скоростях. Выбирая тип соединения следует учитывать рекомендации специальной литературы. Самый совершенный способ соединения – склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (а), для слоёных по ступенчатой поверхности (б). Надёжным способом считают шивку встык жильными струнами (в,г). Из механических соединений лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (д).

У шкивов клиноременных передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок. Диаметр, по которому определяют расчётную длину ремня, называют расчётным диаметром, по ГОСТ 20898-75 он обозначается d_p . По этому же ГОСТу для правильного контакта ремня со шкивом угол канавки назначают в зависимости от диаметра шкива.

Клиноременные шкивы выполняют из тех же материалов, что и плоскоременные. Известны сборные шкивы из стальных тарелок.

Быстроходные шкивы требуют балансировки.

Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца). Угол клина ремня 40° .

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

- Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.
- Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.
- Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- ? За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи ?
 - ? Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач ?
 - ? Каковы основные виды поломок фрикционных передач ?
 - ? Какие материалы применяются для фрикционных передач ?
 - ? Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных ?
 - ? Какие силы действуют в ремне ?
 - ? Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи ?
 - ? Как соединяются концы ремня ?
- Какие существуют способы поддержания натяжения ремней ?

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ ПО ОСНОВАМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Практическое занятие № 1

Система сходящихся сил. Плоская и пространственная системы сил.

Цель занятия:

- знать основные понятия и аксиомы статики;
- знать геометрический и аналитический способы определения равнодействующей системы сил, условия равновесия плоской и пространственной системы сходящихся сил;
- знать алгоритм и уметь решать задачи на равновесие в геометрической и аналитической форме;
- уметь определять проекции силы на две взаимно перпендикулярные оси;
- иметь представление о главном векторе, главном моменте, равнодействующей плоской системы произвольно расположенных сил;
- решение задач на равновесие твёрдого тела или системы тел, к которым приложена плоская система сил;
- иметь представление о главном векторе, главном моменте, равнодействующей пространственной системы произвольно расположенных сил;
- уметь выполнять разложение силы на три взаимно перпендикулярные оси, определять момент силы относительно оси;
- решение задач на равновесие твёрдого тела или системы тел, к которым приложена пространственная система сил;
- решение задач на приведение пространственной системы сил к простейшему виду.

Вопросы для подготовки:

1. Две основные задачи статики.
2. Аксиомы статики.
3. Виды связей и направление их реакций.
4. Условия и уравнения равновесия плоской и пространственной системы сходящихся сил.
5. Момент силы относительно точки.
6. Основные свойства пар сил.
7. Теорема Вариньона для плоской системы сил.
8. Теорема Пуансо о приведении силы к точке, приведение произвольной плоской системы сил к точке.

9. Условия и уравнения равновесия плоской системы сил.
10. Понятие о силах внешних и внутренних.
11. Равновесие систем тел.
12. Определение момента силы относительно оси.
13. Главный вектор и главный момент произвольной пространственной системы сил и их аналитическое определение.
14. Основная теорема статики.
15. Зависимость главного момента от центра приведения.
16. Условия и уравнения равновесия пространственной системы сил.
17. Условия равновесия частных систем сил.
18. Статические инварианты.
19. Понятие о динамическом винте.
20. Приведение пространственной системы сил к динаме.
21. Частные случаи приведения системы пространственных сил к простейшему виду.
22. Теорема о моменте равнодействующей пространственной системы сил (теорема Вариньона).

Практическое занятие № 2

Тема «Осевое растяжение (сжатие). Построение эпюр продольных сил, нормальных напряжений, перемещений».

- Цель: 1. Научить строить эпюры N , σ , δ
 2. Уяснить, что без построения эпюр невозможно решать основные задачи курса «СМ».

Пример. Расчёт бруса, нагруженного продольными внешними силами.

Вопросы для проверки:

- 1) Какой вид нагружения бруса называется растяжением (сжатием)?
- 2) Что называется продольной силой в сечении бруса?

Что такое эпюры продольных сил N , нормальных напряжений σ , перемещений δ .

- 3) Как они строятся?
- 4) Как записывается и формулируется закон Гука при растяжении (сжатии)?
- 5) Что называется жёсткостью сечения бруса при растяжении (сжатии)?
- 6) Можно ли увеличить жёсткость данного поперечного сечения, применив марку стали с повышенными прочностными характеристиками?
- 7) Условие прочности. Три типа задач на прочность.

Практическое занятие № 3

Тема «Прямой поперечный изгиб. Построение эпюр поперечных сил Q и моментов изгибающих M ».

- Цель: 1. Научить строить эпюры Q и M .
 2. Уяснение того, что изгиб – самый распространённый вид деформаций конструкций и сооружений.

Примеры построения эпюр Q и M для различных видов нагружения.

Вопросы для проверки:

1. Что такое прямой изгиб?
2. Что такое чистый и поперечный изгиб?
3. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях при поперечном изгибе?
4. Как вычисляют изгибающий момент в поперечном сечении бруса? Правило знаков.
5. Как вычисляют поперечную силу в поперечном сечении бруса? Правило знаков.
6. Дифференциальные зависимости между M , Q и q ?
7. Что такое эпюры поперечных сил Q и моментов изгибающих? Как они строятся?
8. Как изменяется поперечная сила в сечении, соответствующей точке приложения внешней сосредоточенной силы? Изменяется ли при этом изгибающий момент в этом сечении?
9. Как изменяется изгибающий момент в сечении, в котором к балке приложен внешний сосредоточенный момент? Изменяется ли значение поперечной силы в этом сечении?
10. Чему равна поперечная сила в поперечном сечении, когда момент изгибающий достигает экстремального значения?
11. В чём заключается проверка правильности эпюр поперечных сил и изгибающих моментов?

Практическое занятие № 4,5,6

Тема «Структурный анализ механизмов».

Теория механизмов и машин есть наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их *анализом* и *синтезом*.

Первая группа проблем теории механизмов посвящена исследованию структурных, кинематических и динамических свойств механизмов, т.е. *анализу механизмов*.

Движение механизмов зависит от их строения и сил, действующих на них. Поэтому удобно проблемы анализа разбить на три составные части: структурный, кинематический и динамический.

2.1. Цель структурного анализа

Исследование механизмов и машин обычно начинают со структурного анализа механизмов, который предусматривает:

- определение видового и количественного состава механизмов: подвижных звеньев, кинематических пар и кинематических цепей;
- выделение подвижных звеньев, классификацию кинематических пар, структурных групп;
- определение числа степеней свободы (подвижности) механизма;
- составление формулы структурного строения механизма;
- определение класса и порядка всего механизма;
- определение последовательности проведения кинематического и динамического анализа механизмов.

2.2. Основные понятия и определения

Машина – устройство, выполняющее преобразование движения и информации, предназначенное для полной или частичной замены или облегчения физического или умственного труда человека.

Механизм – система тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел.

В теории механизмов и машин тела рассматриваются как абсолютно твердые, т.е. недеформируемые.

Звено механизма – одно или несколько, жестко соединенных между собой, твердых тел. Звено может состоять из нескольких деталей, образующих неразъемное или разъемное соединение, не допускающее между деталями относительного движения.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала одной марки, без применения сборочных операций (сваривания, склепывания, свинчивания, склеивания и т.д.).

Звенья механизмов на схемах изображают упрощенно в виде линий или геометрических фигур и нумеруют арабскими цифрами.

В механизмах можно выделить **одно неподвижное** звено, относительно которого совершают определенное движение в пространстве, и звенья *подвижные* (их классификация приведена на рис. 2.1.). Неподвижно звено называется *стойкой*. Роль стойки, например, в токарном станке выполняет его станина, в автомобилях – шасси или кузов, в редукторах – корпус. На схемах механизмов нумерация звеньев обычно выполняется со стойки. Кроме того, в механизмах выделяют входное и выходное звенья, между которыми в общем случае располагаются звенья промежуточные (соединительные).

Входное – звено, которому сообщается движение для приведения в движение других звеньев механизма (непосредственно получает движение от двигателя).

Выходное – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, и, непосредственно воздействующее на обрабатываемый материал или среду.

Начальное звено – звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Количество промежуточных (соединительных) звеньев, как правило, определяют сложностью механизмов. Звенья в механизмах подвижно соединены между собой посредством кинематических пар.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. На схемах кинематические пары обозначают прописными буквами латинского алфавита.

Начальная кинематическая пара – пара, звеньям которой приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма.

Элемент кинематической пары – точка, линия или поверхность, по которым осуществляется соприкосновение звеньев, образующих кинематическую пару. Если элементом кинематической пары является *точка* или *линия*, то пара называется **высшая**, если элемент – *поверхность*, то – **низшей** кинематической парой (рис. 2.2).

Связи – ограничения, налагаемые на положения и скорости твердого тела или материальной точки, которые должны восполняться при любых действующих на механическую систему силах. Связи в механизмах осуществляются с помощью элементов контактирующих звеньев в кинематической паре.

В зависимости от ограничений на перемещения в противоположных направлениях различают *связи удерживающие* и *неудерживающие*. В связи с этим кинематические пары делят на пары с *геометрическим замыканием* и *силовым замыканием*. На рис. 2.2 видно, что во вращательной, поступательной, цилиндрической кинематических парах замыкание соединенных звеньев осуществляется геометрически, а в парах «цилиндр-плоскость» и «шар-плоскость» силовым способом, т.е. за счет собственной массы цилиндра и шара или другими конструктивными решениями (например, в сферическом шарнире шар может прижиматься к

охватывающей поверхности за счет сил упругости дополнительно вводимой в конструкцию шаровой опоры автомобиля пружины).

При образовании кинематической пары можно подобрать так форму элементов кинематических пар, что при одном независимом простейшем перемещении возникает другое производное

движение, как например, в винтовой паре. Такие кинематические пары называются *траекторными*.

По виду реализуемых в кинематических парах простейших независимых движений вводят обозначения (цилиндрическая пара обозначается **ПВ**, сферическая - **ВВВ** и т.д., где **П** - *поступательное*, **В** - *вращательное движение*).

Класс кинематической пары определяется числом условий связей, налагаемых парой на относительное движение звеньев, ее составляющих. В связи с этим различают кинематические пары I, II, III, IV, V классов.

Подвижность кинематической пары – число степеней свободы в относительном движении ее звеньев. Различают одно-, двух-, трех-, четырех- и пятидвижные кинематические пары.

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных посредством кинематических пар. *Механизм* является частным случаем кинематической цепи и отличается тем, что в нем достигается *определенность* движения звеньев.

Кинематическое соединение – кинематическая пара с числом звеньев более двух.

Рычажным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные и сферические кинематические пары.

Шарнирным называют механизм, звенья которого образуют только вращательные кинематические пары пятого класса.

Структурная схема механизма – это безмасштабное изображение механизма с применением условных обозначений и кинематических пар. Может изображаться графически, либо буквенно-цифровой записью. Она значительно упрощает понимание исследуемого механизма.

Если структурную схему выполнить в масштабе с указанием размеров звеньев, то получим *кинематическую схему механизма*.

Плоский механизм – механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Все остальные механизмы, траектории точек подвижных звеньев которых расположены в разных плоскостях, называются *пространственными*.

Избыточные связи в механизме – повторяющиеся (или зависимые) связи, удаление которых не изменяет заданного числа степеней свободы механизма. Отклонения в расположении связей компенсируются деформациями звеньев, износом контактирующих поверхностей зазорами между элементами кинематических пар, повышенной точностью изготовления и сборки звеньев, крошечным контактом элементов пар. Структурная схема механизма без избыточных связей называется *основной схемой*.

2.3. Структурная классификация

Изучение основ построения механизмов и их элементов базируется на структурной классификации. Ее принципы заключаются в том, что *любой механизм представляют как цепь отдельных элементарных сочленений твердых тел определенной формы, присоединенных к исходному начальному (простейшему) механизму, выполняющему и самостоятельные функции.*

Начальный механизм не может быть разделен на более простые части без нарушения основной функции – передачи движения.

Русский ученый Л.В. Ассур в своей работе «Исследование плоских стержневых механизмов с точки зрения их структуры и классификации» впервые связал структуру механизмов со способами их исследования. Эта классификация, предложенная в 1911 г. Л.В. Ассуром, а затем дополненная академиком И.И. Артоболовским, предусматривает объединение в определенной системе и тех комбинаций подвижных частей, присоединение которых к начальному (начальным) способствует образованию сложных механизмов. Механизмам присваивается определенный класс и порядок, что позволяет систематизировать огромное число элементов, объединив их в группы определенного класса, в рамках которых к ним применим единый метод исследования.

Отсюда следует, что для выявления способа кинематического и силового исследования механизма, необходимо прежде всего установить, к механизмам какого класса и порядка рассматриваемый механизм относится, т.е. ***классифицировать*** его по ***Ассуру-Артоболовскому***.

2.4. Подвижность кинематических цепей

Кинематические цепи различают по следующим признакам (см. рис. 2.3):

- а) замкнутые и незамкнутые;
- б) плоские и пространственные;
- в) простые и сложные.

В ***замкнутой*** цепи каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары, в ***открытой*** есть звенья (звено), входящие только в одну кинематическую пары (пара F, рис. 2.3, б).

В ***плоской*** цепи все звенья перемещаются в одной плоскости, параллельной какой-либо неподвижной; в ***пространственной*** – звенья движутся в разных непараллельных плоскостях.

В ***простой*** кинематической цепи каждое звено входит не более чем в две кинематические пары, в сложной цепи есть звенья, входящие более чем в две кинематические пары (звено 1, рис. 2.3, в).

Звенья, входящие только в одну кинематическую пару, называются ***поводками*** (звенья 1, 4, 5, рис. 2.3, в).

Элементы кинематических пар (кинематические пары) звеньев, которыми они впоследствии присоединяются к другим кинематическим цепям или звеньям, называются ***внешними*** (рис. 2.3, в, пары А, Е, F).

Подвижность кинематической цепи – это определенность движения звеньев по отношению к одному из них – неподвижному звену, именуемому стойкой. Определенность движения звеньев предполагает строгую повторяемость их траекторий движения и является обязательным свойством кинематической цепи любого реального устройства, так как в противном случае управление устройством невозможно.

За обобщенную координату в плоских механизмах принимают угол поворота входного звена φ и следовательно, если задавать ее изменение во времени, то можно получить вполне определенное движение звеньев такой кинематической цепи, называемой ***механизмом***. Таким образом, количество входных звеньев определяется степенью подвижности механизма.

Любое твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Если механизм имеет n подвижных звеньев, то в сумме они имели бы $6n$ степеней свободы при отсутствии между ними соединений (связей). Каждое соединение, т.е. каждая кинематическая пара, отнимает столько степеней свободы, каков ее класс.

В результате с учетом всех кинематических пар получим степень подвижности пространственного механизма

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1 \quad (2.1)$$

где P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – число кинематических пар соответствующего класса.

Можно записать короче:

$$W=6n - \sum_{j=1}^5 jP_j,$$

где j – класс кинематической пары.

Эта формула носит имя Сомова [≠] Малышева.

Для плоского механизма каждое звено будет иметь три степени свободы. Кинематическая пара IV класса отнимает две степени свободы; кинематическая пара V класса отнимает одну степень свободы; кинематических пар III, II, I классов быть не может, так как в плоском случае они дают неподвижное соединение.

Степень подвижности плоского механизма находят по формуле Чебышева

$$W=3n-2P_5-P_4 \quad (2.2)$$

Степень подвижности механизма определяют для назначения требуемого числа входных звеньев, обеспечивающих определенность движения. Число входных звеньев и степень подвижности механизма должны быть одинаковы.

Если степень подвижности равна нулю, то в этом случае группа соединенных таким образом звеньев образует неподвижную конструкцию и движения звеньев не будет. С точки зрения статики такая система определима.

Если степень подвижности отрицательна, то получаем жесткую статически неопределимую конструкцию. Степень статической неопределимости равна модулю степени подвижности.

2.5. Принцип Ассур-Артоболевского. Структурные группы

Принцип образования механизмов по теории Л.В.Ассур заключается в следующем: любой механизм может быть представлен состоящим из *начального* (при $W=1$) или *начальных* (при $W>1$) механизмов, с присоединенными к ним *особых* кинематических цепей, называемых структурными группами Ассур (в дальнейшем – группа Ассур).

Начальным называется механизм, состоящий из одного подвижного звена, совершающего движение (вращательное – рис. 2.4, а или поступательное – рис. 2.4, б) относительно стойки:

I кл., 1 пор.

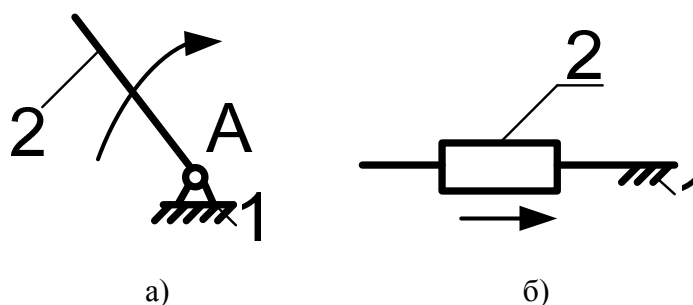


Рис. 2.4

Начальные механизмы не являются группами Ассура, т.к. их степень подвижности равна не нулю, а единице:

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

поэтому на схемах начальных механизмов (рис. 2.4) соответственно наносят одну круговую или линейную стрелки.

Примерами начальных механизмов являются механизмы электродвигателей и генераторов, турбин, центробежных насосов, вентиляторов, молотов, гидро- и пневмодвигателей (в случае рис. 2.4, б – например, гидроцилиндры).

Группой Ассура называется незамкнутая кинематическая цепь с **нулевой** степенью подвижности, которая не распадается на более простые кинематические цепи, отвечающие этим условиям.

Плоские механизмы представим, как состоящие только из кинематических пар 5-го класса (высшие пары 4-го класса можно эквивалентно заменить на низшие), тогда с учетом определения группы Ассура преобразуем формулу Чебышева к виду:

$$W=3n-2p_5=0. \tag{2.3}$$

Определив число звеньев

$$n=\frac{2}{3}P_5, \tag{2.4}$$

и, проанализировав это выражение, приходим к выводам:

1) Простейшие группы Ассура состоят из двух звеньев, содержащих три кинематические пары. Их называют **двухповодковые**.

2) Сложные группы Ассура представляют собой кинематические цепи, в которых число звеньев n больше и кратно двум, а число кинематических пар 5-го класса более и кратно трем.

Сочетания n и P_5 для групп Ассура отразим следующим образом:

	Сложные гр. Ассура					
Число звеньев n	2	4	6	8	10	...
Число кинематических пар P_5	3	6	9	12	15	...

Простейшие гр. Ассура

Возможные варианты (*виды*) двухпроводковых групп (II кл., 2 пор.) приведены на рис. 2.5:

Рис. 2.5

На рис. 2.6 представлены примеры сложных групп Ассура:

Рис. 2.6

Рис. 2.6 (продолжение)

Класс группы Ассура определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами. Обозначается римскими цифрами I, II, III и т.д.

Порядок группы Ассура определяется числом свободных поводков, при условном присоединении которых к стойке, кинематическая цепь образует жесткую фигуру (ферму). Обозначается арабскими цифрами 1, 2, 3 и т.д.

В соответствии с данными определениями начальный механизм имеет I класс, 1 порядок; двухповодковые группы Ассура – II класс, 2 порядок; класс и порядок сложных групп Ассура указан на рис. 2.6.

Класс и порядок механизма определяется наивысшим классом и старшим порядком наиболее сложной группы Ассура, входящей в состав механизма.

2.6. Пассивные связи

Пассивными связями – связи, налагаемые звеньями и кинематическими парами, удаление которых не изменяет характера движения в целом [5].

Пассивные связи могут быть полезными и вредными.

Полезные пассивные связи вводятся конструктором в схему механизма искусственно для улучшения конструкции механизма (повышения нагрузочной способности и надежности).

На рис. 2.7 изображена схема параллельных кривошипов (применяется в качестве привода ведущих колес тепловозов).

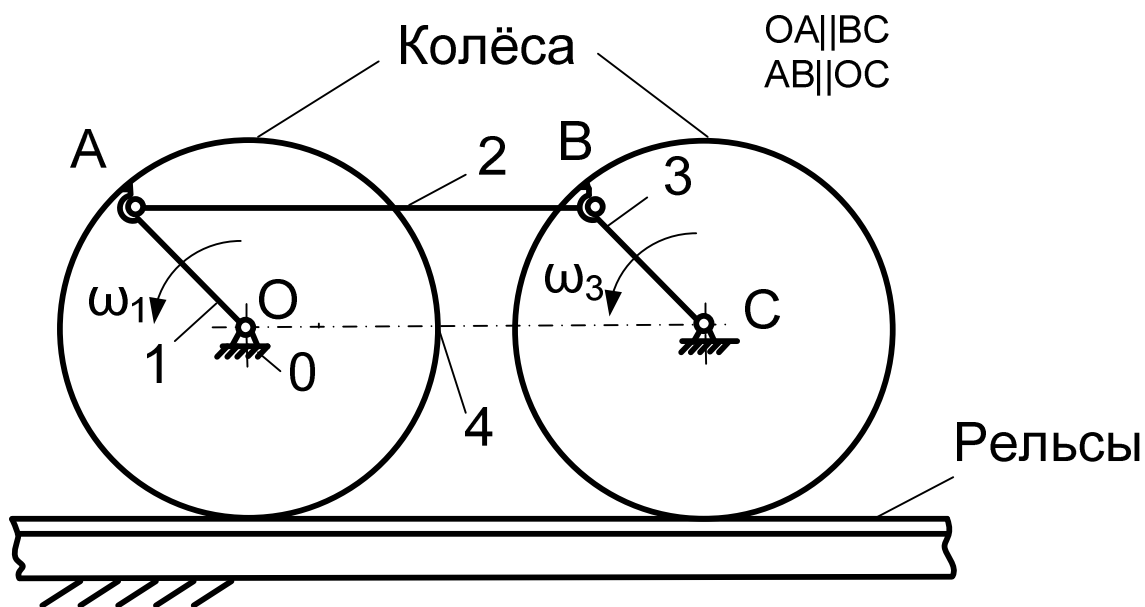


Рис. 2.7

Недостаток схемы:

а) в крайнем положении механизма, когда кривошипы 1, 3 и шатун 2 располагаются на одной прямой, совпадая с ОС, кривошип 3 занимает неопределенное положение, в результате чего может изменить направление вращения на обратное при неизменном направлении вращения кривошипа 1. Это приведет к нарушению работы механизма и машины в целом.

б) Тепловоз – энергоемкая машина, поэтому нагрузки, приходящиеся на шатун, соединяющий и обеспечивающий одинаковое вращение ведущим колесам ($\omega_1 = \omega_2$) тепловоза, достаточно велики. В результате не исключена деформация или утрата прочности шатуна из-за его перегрузок (т.к. размеры и сечение кривошипов ограничены габаритами колес подвижных составов).

На практике указанные недостатки устраняют, вводя в схему механизма дополнительное «лишнее» звено 5 с двумя кинематическими парами D и E (рис. 2.8), т.е. связи, налагаемые или пассивные.

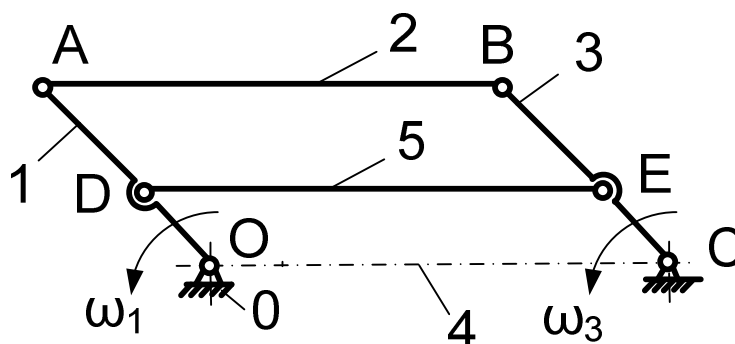


Рис. 2.8

Подвижность механизма с пассивными связями:

$$W=3n-2p_5-p_4=3 \cdot 4-2 \cdot 6-0=0 \quad (2.5)$$

Если судить по результатам расчета, то внедрение в схему механизма дополнительного звена 5 лишило механизм подвижности, обратив его в ферму. В действительности же введение в схему звена 5 при выполнении условия, что $DE \parallel AB$, не изменяет как подвижности механизма (она остается прежней, т.е. $W=1$), так и сохраняет назначение механизма ($\omega_1=\omega_3$).

Отсюда следует вывод: *при определении подвижности механизма по структурной формуле пассивные связи не должны учитываться – они должны быть выявлены и мысленно отброшены.*

Вредные пассивные связи (их коротко называют **избыточными**) возникают в механизме главным образом из-за погрешностей изготовления звеньев и сборки механизма.

Избыточные связи в реальных механизмах приводят к дополнительным деформациям звеньев и потерям энергии на эти деформации. Избыточные связи особенно неблагоприятно сказываются на работе плоских механизмов. При синтезе схемы и конструировании механизма избыточные связи должны быть выявлены и устранены.

Обозначаются избыточные связи через q . Присутствие и количество их в схеме **пространственного механизма** выявляется с помощью структурной формулы Сомова-Малышева:

$$q=W-6n+5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1 \quad (2.6)$$

Для **плоского механизма** – с помощью структурной формулы Чебышева:

$$q=W-3n+2p_5+p_4 \quad (2.7)$$

Механизмы, не содержащие избыточных связей $q \leq 0$, называются рациональными или самоустанавливающимися.

Проще всего устранить избыточные связи заменой кинематических пар.

2.7. Алгоритм классификации механизма

Структурный анализ механизмов рекомендуется выполнять в последовательности:

1. Вычерчиваем структурную схему исследуемого механизма. Обозначаем на ней, начиная с начального звена, арабскими цифрами 0, 1, 2, ... **все звенья** механизма (0 – стойка), а прописными латинскими буквами все **кинематические пары**. В сложных соединениях применяем формулу:

$$k=n-1, \quad (2.8)$$

согласно которой обозначению и выделению подлежит число кинематических пар k , на единицу меньше, чем число звеньев n , сходящихся в рассматриваемом соединении. Например, в плоском рычажном шестизвенном механизме (рис. 2.9) точка E представляет сложное соединение, в ней сходятся звенья 3, 4 и 5, т.е. $n=3$, тогда $k=3-1=2$. Следовательно, в точке E выделяем две кинематические пары:

$$E(3-4), \text{ НКПП, V кл.}, \\ E'(4-5), \text{ НКПВ, V кл.}$$

2. Классифицируем все звенья кинематической цепи (рис. 2.1).

3. Классифицируем каждую кинематическую пару (рис. 2.2): определяем звенья, ее составляющие; название – низшая (НКП) или высшая (ВКП); вращательная (В) или поступательная (П); класс кинематической пары. Составляем таблицу кинематических пар.

4. Выявить и устранить из схемы избыточные связи q .
 5. Определив общее число подвижных звеньев кинематической цепи n , число низших кинематических пар p_5 в зависимости от ее типа (плоская ли пространственная), рассчитываем степень подвижности W .
 6. На схеме нанесением круговой или линейной стрелок назначаем входное (-ые) звенья. По завершению данной процедуры рассматриваемая кинематическая цепь становится механизмом.
 7. Отделяем в зависимости от результата расчета по п.5 начальный (при $W=1$) или начальные ($W \geq 2$) механизмы I класса, 1-го порядка.
 8. Оставшуюся кинематическую цепь последовательно, в направлении от входного звена к выходному, разбиваем на структурные группы Ассура. Причем разбиение механизма стремятся осуществить таким образом, чтобы в первую очередь выделить простейшие группы Ассура II класса 2-го порядка. Чем ниже класс и порядок механизма, чем проще его дальнейшее исследование.
- Помнить**, что каждое звено и каждая кинематическая пара могут входить только один раз и только в одну группу Ассура.
9. Классифицируем группы Ассура.
 10. Составляем **формулу структурного строения**, которая в символьном виде обозначает логику передачи движения в механизме от входного звена через промежуточные к выходному звену.
 11. Классифицируем исследуемый механизм в целом.
- Ниже приведем пример выполнения оформления в курсовом проекте структурного анализа плоского рычажного механизма – строгального станка (рис. 2.9).

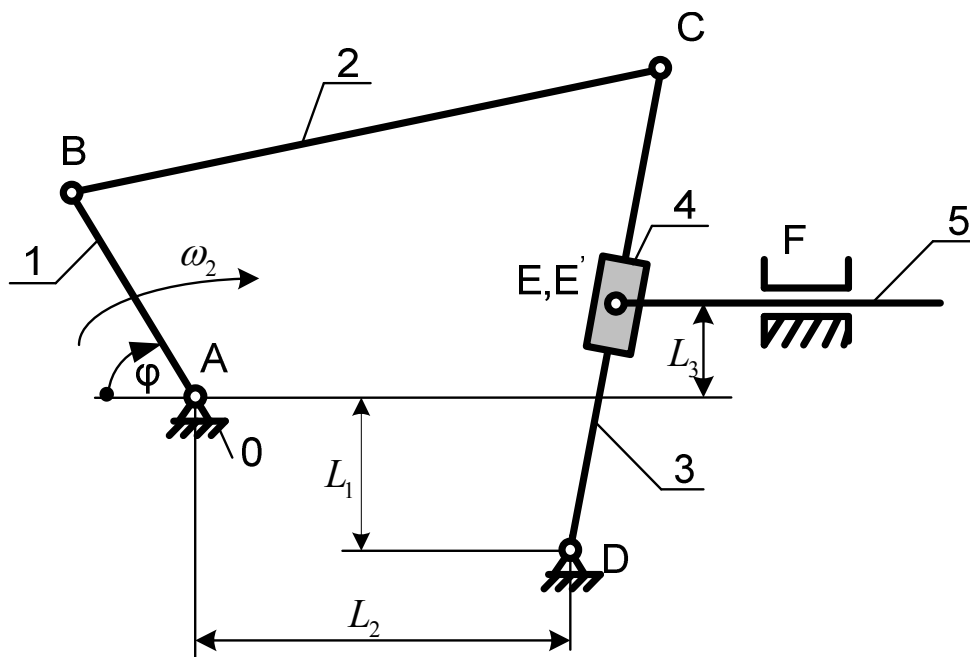


Рис. 2.9

Звенья:
 0 – стойка; 1 – кривошип;
 2 – шатун; 3 – кулиса;
 4 – камень кулисы; 5 – ползун
 $n = 5$; $p_5 = 7$; $p_4 = 0$

Кинематические пары:
 A(0-1) – НКПВ, V
 B(1-2) – НКПВ, V
 C(2-3) – НКПВ, V
 D(1-3) – НКПВ, V
 E(3-4) – НКПП, V
 E'(4-5) – НКПВ, V

Степень подвижности:

$$W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

Число избыточных связей:

$$q=1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0$$

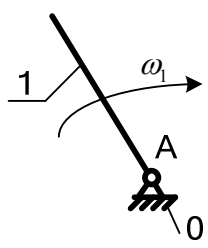
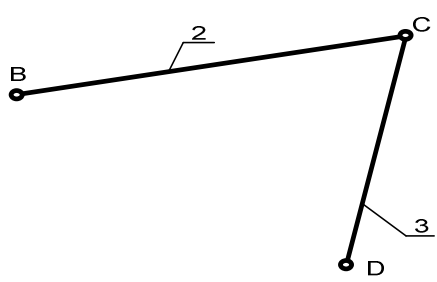
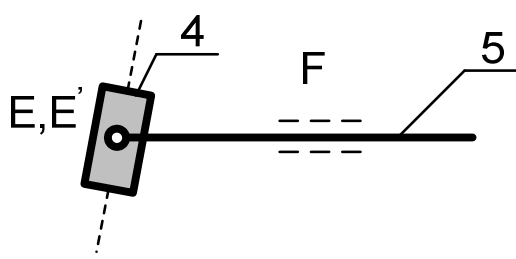
Схема начального механизма	Класс, порядок	Звенья, входящие в состав	Число степеней свободы
	I, 1	0-1	$W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$
Группы Ассура, входящие в состав механизма			
Схема групп	Класс, порядок	Звенья	Число степеней свободы
	II, 2	2-3	$W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$
	II, 2	4-5	$W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$
Формула структурного строения: I, 1(0-1)→II, 2(2-3)→II, 2(4-5)			

Рис. 2.9 (продолжение)

На листе 1 курсового проекта аналогичная таблица (рис 2.9) с результатами структурного анализа размещается над основной надписью.

Практическое занятие № 7

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель, задачи и методы

Кинематика изучает механическое движение тел без учета массы тел, её распределения и действия сил.

Цель кинематического анализа заключается в накоплении исходных данных для дальнейшего динамического исследования механизмов.

Задачи анализа заключаются в определении кинематических характеристик движения механизма, геометрические размеры которого известны, а именно:

- положения звеньев, их перемещения и траектории движения точек звеньев механизма;
- линейные скорости точек звеньев механизмов, угловые скорости звеньев;
- линейные ускорения точек звеньев механизмов, угловые ускорения звеньев.

Некоторые из параметров кинематики необходимы не только для оценки качества синтеза схемы механизма, но и для решения задач, связанных с прочностным расчетом и конструированием его звеньев, оценки динамических свойств механизма.

Перемещения, скорости, ускорения определяют в пределах цикла работы механизма, т.е. за один оборот входного звена. За обобщенную координату принимают угол поворота входного звена φ , что позволяет получить кинематические характеристики, независимые от времени. Поэтому в курсовом проекте при кинематическом исследовании рычажных механизмов *условно* считаем, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращательное движение с постоянной угловой скоростью, т.е. закон движения входного звена задан, и, кроме того, задана структурная схема с указанием ее размеров, т.е. задана кинематическая схема.

Методы исследования кинематики подразделяют на аналитические, графические и экспериментальные.

- **Аналитические методы** позволяют получать при исследовании требуемую точность, автоматизировать процессы вычислений. Однако при анализе кинематики многозвенных механизмов эти методы отличаются значительной трудоемкостью.
- **Графические методы** – метод диаграмм и метод построения планов. Первый достаточно прост, но имеет невысокую точность результатов исследования, ограничен – т.к. позволяет определить кинематические характеристики только одного – выходного звена механизма. Второй – имеет более высокую точность, обладает наглядностью, универсальностью и векториальностью, но ограничен по применению – не выше механизмов II-го класса. Эффективен в учебных целях. Графические методы не дают общего решения задач кинематического анализа, т.к. каждое положение механизма исследуется индивидуально.
- **Экспериментальные методы** требуют наличия специального оборудования и поэтому, как правило, используются в лабораторных условиях.

В курсовом проекте кинематика рычажных механизмов исследуется графическими методами. Полученные результаты непременно сравнивают между собой. Погрешность расчетов должна лежать в пределах 5...8 %. Если погрешность превышает указанные пределы, то надо искать ошибку в вычислениях или увеличивать масштабы построений.

3.2. Основные понятия и определения

Обобщенная координата механизма – каждая из независимых между собой координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки при наименьшем их числе. Для механизма только с положительными связями число обобщенных координат совпадает с числом степеней свободы этого механизма.

Кинематические характеристики движения точки:

– **траектория точки** – геометрическое место точек, ее последовательность положений в пространстве с течением времени относительно выбранной системы отсчета;

– **график движения точки** – кривая, изображающая функцию какого-либо элемента движения (координата, скорость, ускорение точки);

– **скорость точки** – быстрота изменения пути, проходимого точкой с течением времени, равная производной по времени от радиуса – вектора этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– **ускорение точки** – быстрота изменения скорости точки с течением времени, равная производной по времени от скорости этой точки в рассматриваемой системе отсчета;

– **сложное движение точки или звена** – движение точки или звена, исследуемое одновременно в основной и подвижной системах отсчета. Характеристики движения точки или звена определяются по отношению к каждой из систем и рассматриваются зависимости между этими характеристиками;

– **функция положения механизма** – функциональная зависимость линейной или угловой координаты выходного звена от обобщенной координаты механизма (иногда называют передаточной функцией нулевого класса);

– **первая передаточная функция скорости** (линейной или угловой) – первая производная функции положения по обобщенной координате механизма (аналог скорости точки, аналог угловой скорости звена);

– **вторая передаточная функция ускорения** (линейного или углового) – вторая производная функции положения по обобщенной координате механизма (аналог ускорения точки, аналог углового ускорения звена);

– **масштабный коэффициент** – отношение числового значения физической величины к ее линейному изображению в виде отрезка на чертеже. Отрезок на чертеже измеряется в [мм]. Физические величины: длина – м; время – с; сила – Н; угол – радиан, угловой градус; линейная скорость – $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$; угловая скорость – $\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}$; линейное ускорение – $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$; угловое ускорение – $\text{рад} \cdot \text{с}^{-2}$; частота вращения – с^{-1} . Соответственно масштабные коэффициенты:

$$\mu_l = 1[\text{с} / \text{мм}]; \mu_F = 1[\text{Н} / \text{мм}]; \mu_e = 1[\text{м} / \text{мм}];$$

$$\mu_\varphi = 1[\text{рад} / \text{мм}]; \mu_v = 1[\text{м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}]; \mu_a = 1[\text{м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}] \text{ и т.д.}$$

Практическое занятие № 8

3.3. Планы положений механизма

Построением планов положений решается первая задача кинематического анализа рычажных механизмов, а именно: определяют положения звеньев механизма в пространстве и траектории движения его точек по известному закону движения начального (входного) звена (обобщенной координаты).

На данном этапе закон движения входного звена не известен (он определится только после анализа динамики механизма). Поэтому, будем считать, что входное звено (кривошип) совершает равномерное вращение, т.е. с постоянной угловой скоростью $\omega_1 = \text{const}$. Это означает, что за равные промежутки времени Δt кривошип совершает угловые смещения на равные углы $\Delta \varphi$. Таким образом, φ – обобщенная координат механизма, последовательно придавая которой равные дискретные изменения, в

результате получаем соответствующие (по равноотстоящим положениям кривошипа) положения звеньев и траектории точек механизма.

Исследуемые рычажные механизмы относятся к механизмам циклического (периодического) действия. Длительность цикла определяется временем $T_{ц}$, необходимым для совершения кривошипом одного полного оборота, т.е. для поворота на угол 360° или 2π (в радианах). За это же самое время $T_{ц}$ выходное звено совершает два хода. *Первый – рабочий ход*, в течение которого выходное звено преодолевает силу (или момент силы) полезного сопротивления $R_{пс}$ (или $M_{пс}$), для преодоления которых и создан исследуемый механизм (например: в строгальном станке – усилие резания; в прессе – усилие прессования и т.п.). *Второй – холостой ход* – в течение данной части цикла работы выходного звена возвращается в исходное положение. После завершения холостого хода механизм готов к осуществлению очередного рабочего хода. Длительность рабочего и холостого ходов оценим соответственно временем $t_{рх}$ и $t_{хх}$ и углами поворота $\varphi_{рх}$ и $\varphi_{хх}$. Тогда длительности цикла работы механизма будут соответствовать две следующие зависимости:

$$\begin{aligned} T_{ц} &= t_{рх} + t_{хх} & (3.1) \\ 360 &= \varphi_{рх} + \varphi_{хх}, & (3.2) \end{aligned}$$

где $\varphi_{рх}$ и $\varphi_{хх}$, град – соответствующие центральные углы рабочего и холостого ходов.

Для достижения максимально возможной производительности механизм при выполнении возложенной на него технологической операции (строгание, прессование и т.д.) необходимо, чтобы $t_{рх} > t_{хх}$, а следовательно и $\varphi_{рх} > \varphi_{хх}$.

По этой же причине на траектории движения пальца кривошипа (точки В), представляющей окружность радиуса АВ, *большой* центральный угол между крайними положениями кривошипа назначаем углом рабочего хода $\varphi_{рх}$, а *меньший* из них – углом холостого хода $\varphi_{хх}$.

МАСШТАБНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПЛАНА ПОЛОЖЕНИЙ

выбирается, исходя из двух условий:

- двенадцать планов положений необходимо разместить на площади примерно в пределах $\frac{1}{4}$ листа формата А1 (левая верхняя часть);
- выбранное значение μ_l должно **обязательно** соответствовать одному из **стандартных** положений линейных масштабов.

Установим связь между масштабными коэффициентами плана положений и линейными масштабами.

Обычно масштабный коэффициент μ_l выбирается через размеры наименьшего по размерам звена механизма – его кривошипа. Пусть в рычажном механизме длина кривошипа $l_{AB}=0,2$ м, тогда

$$\mu_l = \frac{l_{AB}, \text{ м}}{AB, \text{ мм}}, \quad (3.3)$$

где АВ, мм – *выбранная* длина отрезка, которым кривошип показан на чертеже, в дальнейшем будем называть *чертежной длиной звена*.

ГОСТ 2.302-68 предусматривает следующие **стандартные** масштабы:

Табл. 3.1

Натуральная величина	1:1				
Масштабы увеличения	2:1	2,5:1	4:1	5:1	10:1
Масштабы уменьшения	1:2	1:2,5	1:4	1:5	1:10

– Механизм на чертеже изображен в *натуральную величину*, т.е. М 1:1, тогда

$$\mu_l = \frac{0,2 \text{ м}}{200 \text{ мм}} = 0,001 \text{ м/мм};$$

— механизм на чертеже изображен *увеличенным в 2 раза*, т.е. М 2:1, тогда

$$\mu_1 = \frac{0,2 \text{ м}}{400 \text{ мм}} = 0,0005 \text{ м/мм};$$

— механизм на чертеже изображен *уменьшенным в 2 раза*, т.е. М 1:2, тогда

$$\mu_1 = \frac{0,2 \text{ м}}{100 \text{ мм}} = 0,002 \text{ м/мм}.$$

Рассмотренные примеры позволяют сформировать **ПРАВИЛО**:

а) масштабу *натуральной величины* **М 1:1** соответствует масштабный коэффициент $\mu_1 = 0,001 \text{ м/мм}$;

б) во сколько раз механизм на чертеже изображен *увеличенным*, во столько же раз масштабный коэффициент плана положений μ_1 *уменьшается* по сравнению с величиной $0,001 \text{ м/мм}$;

в) во сколько раз механизм на чертеже изображен *уменьшенным*, во столько же раз масштабный коэффициент увеличивается по сравнению с величиной $0,001 \text{ м/мм}$.

КРАЙНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА

При построении планов положений в первую очередь определяют крайние (их иногда называют мертвые) положения механизма.

Выходное звено рычажного механизма в течение полного оборота кривошипа в определенные моменты времени может занимать крайнее правое (нижнее) и крайнее левое (верхнее) положения. Расстояние, измеренное между крайними положениями выходного звена, равно его полному ходу. Этим положениям выходного звена соответствуют строго определенные положения кривошипа, лежащие на границах центральных углов $\varphi_{рх}$ и $\varphi_{лх}$.

В общем случае крайние положения механизма можно находить аналитически через тригонометрические преобразования или точными методами графических построений.

Если исследуемый рычажный механизм имеет выходное звено, совершающее вращательное движение, то крайние положения определяются:

– видом первой структурной группы Ассур, присоединенной к входному звену, если его выходное звено совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение;

– видом второй структурной группы Ассур, присоединенной к вращающемуся звену первой структурной группы, если выходное звено второй присоединенной группы совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение и т.д.

Крайние положения у механизма могут отсутствовать, если его входное и выходное звенья совершают вращательное движение и т.д. Примерами таких механизмов являются: механизмы параллельных кривошипов (рис. 2.7), зубчатые механизмы и др.

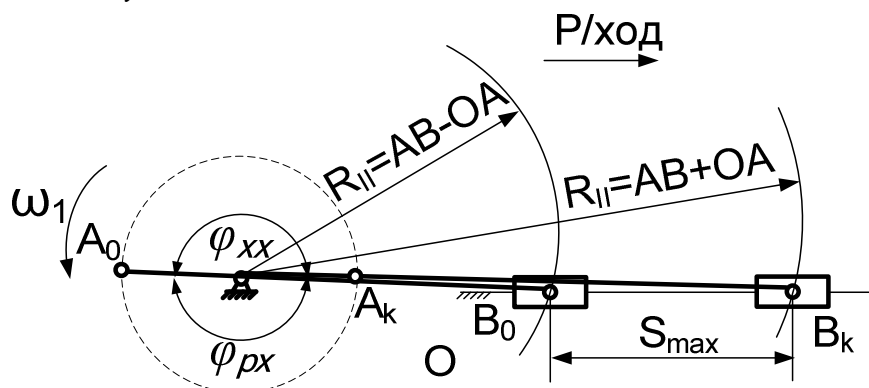


Рис. 3.1

Шарнирный четырехзвеночник

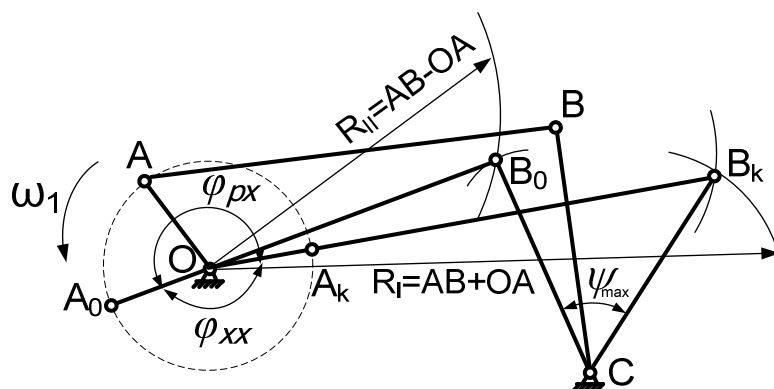


Рис. 3.2

Для большинства четырехзвенных рычажных механизмов (кривошипно-ползунного, шарнирного четырехзвенника, кулисного с качающейся кулисой) применимы точные методы, основанные на простых геометрических построениях. Аналогичным образом строят крайние положения и для шестизвенных рычажных механизмов, представляемых, как указанные выше четырехзвенные с присоединенной к ним структурной группой второго класса и второго порядка. Общим для этих механизмов (кривошипно-ползунный, шарнирный четырехзвенник и шестизвенные, построенные на их основе) является то, что крайними положениями в них будут такие положения, когда кривошип и шатун то вытягиваются в одну прямую линию, то складываются в одну линию (рис. 3.1) и (рис. 3.2).

Для кулисного механизма с качающейся кулисой (рис. 3.3) крайними будут такие положения, когда кривошип и кулиса взаимно перпендикулярны.

Кулисный механизм

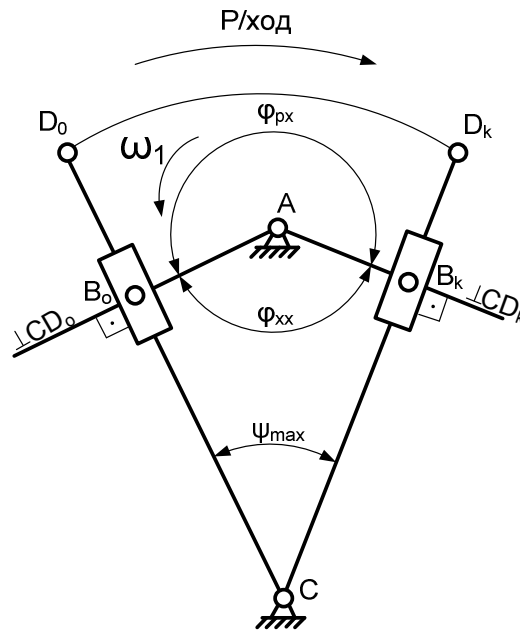


Рис. 3.3

Для механизмов, где данный метод не позволяет сразу и точно определить крайние положения (например, в двухкривошипных или в механизмах с вращающейся кулисой), за начальное положение кривошипа принимают его горизонтальное положение и, задавшись известным направлением угловой скорости кривошипа, строят остальные планы положений. Затем, на траектории движения выходного звена визуально отмечают крайние положения (в таких случаях не исключена необходимость изменения нумерации точек звеньев на планах положений).

УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ КРИВОШИПА

Величина угловой скорости кривошипа рассчитывается по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{кр}}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (3.4)$$

где $n_{кр}$, об^{-1} – частота вращения вала кривошипа.

Предварительно анализируют диаграмму изменения сил полезных сопротивлений (см. задание на курсовой проект) и по ней определяют направление рабочего хода («стрелка» Р/ход или Р/ход).

Затем эта «стрелка» переносится на чертеж в область траектории движения выходного звена.

ПРАВИЛО: для определения **направления угловой скорости ω_1** необходимо перемещаться от одного крайнего положения кривошипа к другому **по углу рабочего хода** таким образом, чтобы выходное звено механизма совершало рабочий ход, т.е. двигалось в направлении («стрелки» Р/ход или Р/ход).

Полученное направление ω_1 круговой стрелкой наносят на планы положений (рис. 3.1 – 3.3).

АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ ПОЛОЖЕНИЙ

Построение планов положений на примере рычажного шестизвенника (рис. 3.4) проведем в следующей последовательности:

1. Переводим действительные и координатные размеры звеньев в их чертежный размер (в отрезки чертежа):

$$O, \text{ мм} = D, \text{ м} / \mu_l, \text{ тогда}$$

$$CB, \text{ мм} = l_{CB}, \text{ м} / \mu_l$$

$$CD, \text{ мм} = l_{CD}, \text{ м} / \mu_l \text{ и т.д.}$$

2. На чертеже по вычисленным чертежным размерам наносим и обозначаем соответствующим образом месторасположение неподвижных точек механизма, принадлежащих стойке.

3. Из центра вращения кривошипа проводим траекторию движения его пальца – окружность радиуса АВ.

4. Тонкими линиями прочерчиваем все остальные известные траектории движения тдельных точек.

5. Строим крайние положения механизма, прочерчиваем на них положения всех звеньев.

6. Назначаем углы рабочего и холостого ходов, обозначаем их на чертеже размерными линиями, указываем их значения.

7. Указываем на плане положений «стрелкой» направление рабочего хода выходного звена.

8. Определяем и наносим на чертеже направление вращения кривошипа

9. Нумеруем положения пальца кривошипа (центра шарнира В). То положение точки В (рис. 3.2), от которого *начиналось* движение при определении направления ω_1 обозначаем за «нулевое», получаем точку B_0 . Точке другого крайнего положения кривошипа присвоим индекс «к», получаем точку B_k . Такие же индексы присвоим другим подвижным точкам звеньев (C_0, E_0, F_0 и C_k, E_k, F_k).

10. Делим траекторию движения пальца кривошипа на двенадцать равных участков, **начиная от точки B_0 в направлении угловой скорости кривошипа ω_1** . Получаем соответственно точки $B_1, B_2, B_3, \dots, B_{12}=B_0$.

11. С помощью циркуля, используя метод засечек, откладываем чертежные размеры звеньев с учетом их траекторий движения.

12. Прочерчиваем положения звеньев ($B_1C_1, B_2C_2, C_1D, C_2D$ и т.д.)

13. Положения точки Е находим на пересечении горизонтали ($x - x$) с линией CD.

14. Звенья механизма в одном из рабочих положений, исключая крайние положения, обводим основной линией; обозначаем на этом положении все кинематические пары; указываем номера звеньев механизма.

15. Строим траектории промежуточных точек звеньев (если таковые заданы). Для этого находим и отмечаем на звеньях во всех положениях искомые точки, а затем последовательно соединяем их с помощью лекала плавной кривой линией. Данные кривые и будут траекториями движения точек звеньев в пространстве.

16. Строим над траекторией движения точки E_6 график действия силы полезного сопротивления $P_{пс}$ (в данном случае – силы резания), согласовав его с положением крайних точек $E_6^{(0)}$ и $E_6^{(к)}$.

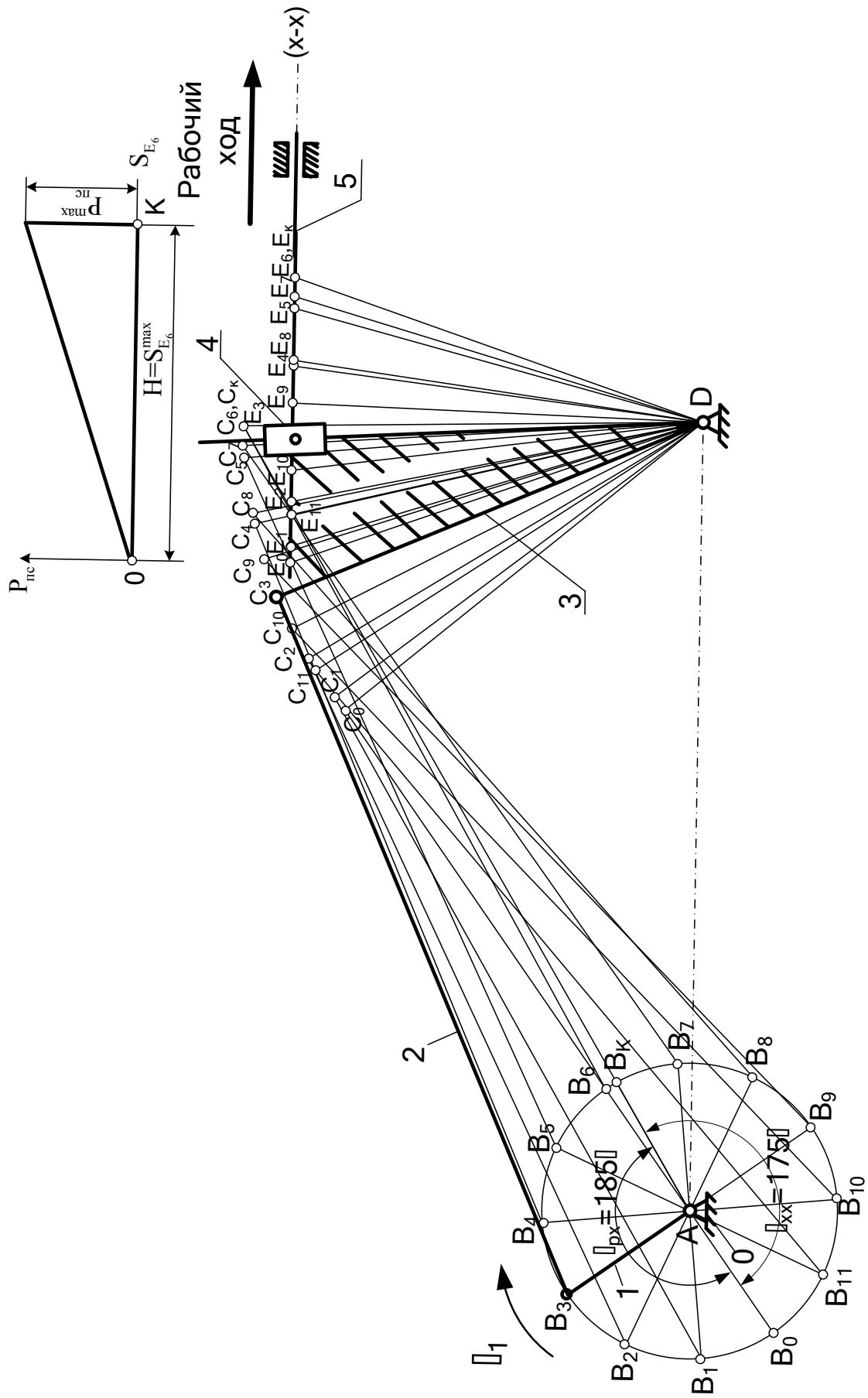


Рис 3.4

Рис. 2.13

Практическое занятие № 9,10

Планы скоростей и ускорений

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Определение скоростей и ускорений методов планов, предложенным в 1870 году выдающимся немецким инженером Отто Мором, отличается наглядностью, универсальностью, векториальностью и достаточной простотой, однако, он применим к механизмам не выше второго класса, второго порядка.

Планами скоростей и ускорений называют векторные изображения этих кинематических параметров, соответствующие заданному положению механизма. Планы скоростей и ускорений представляют совокупности плоских пучков, лучи которых изображают абсолютные скорости или ускорения точек звеньев, а отрезки, соединяющие концы лучей – относительные скорости или ускорения соответствующих точек звеньев при данном положении механизма. Векторы абсолютных скоростей или ускорений на каждом плане откладывают от одной точки, называемой полюсом. Полюс на плане скоростей обозначают буквой **P**, а на плане ускорений – **π**. Точки на плане скоростей обозначают строчными латинскими буквами **a, b, c, ...**, одноименными точкам **A, B, C, ...** на планах положений. На плане ускорений точки обозначают **a', b', c', ...**. Планы скоростей (ускорений) могут строиться как отдельно для каждого положения механизма, так и быть совмещенными.

Методика построений планов скоростей и ускорений основана на составлении и анализе векторных уравнений. **Последовательность расчетов и построения планов скоростей и ускорений** определяется формулой структурного строения механизма – начинают от входного звена, угловую скорость которого на данном этапе обычно принимают постоянной и известной по модулю и направлению, далее - по группам Ассура в порядке присоединения их к начальному механизму, следуя через промежуточные звенья, и заканчивают последней группой Ассура, содержащей выходное звено. Эта последовательность показана **стрелкой** , подчеркивающей формулу (рис. 2.9 продолжение).

Теоретическое обоснование данного метода подробно излагается в курсе теоретической механики.

ВХОДНОЕ ЗВЕНО

Если входное звено (рис. 3.5, *a*) механизма совершает вращательное движение, то скорость его любой точки, например **B**, определится векторным уравнением:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (3.5)$$

$$V_B = l_{AB} \cdot \omega_1$$

где V_A - скорость неподвижной точки (стойки) равна нулю; V_B - модуль скорости точки **B**; l_{AB} - кратчайшее расстояние от оси вращения до точки **B**; ω_1 - угловая скорость звена АВ. Скорость точки **B** перпендикулярна прямой

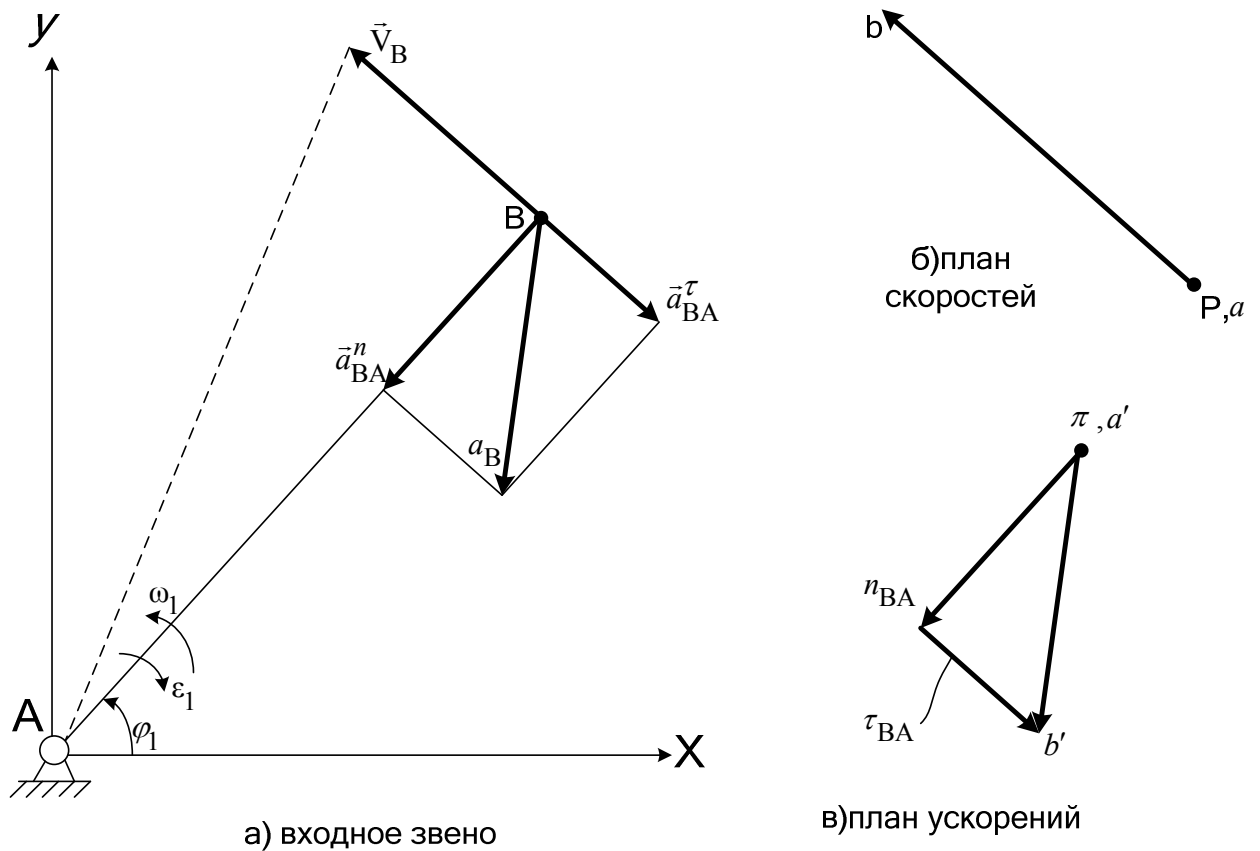


Рис. 3.5

AB ($V_B \perp AB$) и направлена в сторону вращения звена 1, т.е. в направлении угловой скорости ω_1 , и может быть изображена на плане скоростей (рис. 3.5, б) вектором \overline{Pb} ,

модуль которого будет $Pb = \frac{V_B}{\mu_V}$, где $\mu_V = \frac{V_B}{Pb}$ - масштабный коэффициент скорости, P -

полюс плана скоростей, b - одноименная точка на звене. Аналогичным образом могут быть найдены и построены скорости любых других точек, принадлежащих этому звену.

На рис. 3.5, в построен план ускорений для этой же точки B входного звена AB . На плане ускорений изображены векторы ускорений точки B - $\overline{a_B}$ и его составляющие:

нормальное $\overline{a_{BA}^n}$ и касательное $\overline{a_{BA}^\tau}$ ускорения. Соответствующие векторы на плане ускорений построены по следующим соотношениям:

- нормальное ускорение $\overline{a_{BA}^n}$:

$$a_{BA}^n = l_{BA} \cdot \omega_1^2; a_{BA}^n \parallel AB; (\pi - n_{BA}) = a_{BA}^n / \mu_a,$$

где π - полюс плана ускорений, $\mu_a = a_{BA}^n / (\pi - n_{BA})$ - масштабный коэффициент плана ускорений;

- касательное ускорение $\overline{a_{BA}^\tau}$:

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{AB}; a_{BA}^\tau \perp AB; (n_{BA} - b') = a_{BA}^\tau / \mu_a$$

где ε_1 - угловое ускорение звена;

– ускорение a_B :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A^n + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau$$

Ускорения других точек входного звена находятся и строятся аналогичным образом.

СЛОЖНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТОЧЕК ЗВЕНА

При сложном движении объекта его кинематические характеристики определяются проще, если движение исследуется одновременно в неподвижной (основной) и подвижной системах отчета.

Движение объекта относительно основной системы отсчета называется *абсолютным* движением.

Движение объекта относительно подвижной системы отсчета называется *относительным* движением.

Движение подвижной системы отсчета относительно основной называется *переносным* движением.

При сложном движении тела абсолютная(ое) скорость \vec{V}_a (ускорение \vec{a}_a) точки равна векторной сумме переносной(го) $\vec{V}_e(\vec{a}_e)$ и относительной(го) $\vec{V}_r(\vec{a}_r)$ скоростей (ускорений) этой точки, т.е.

$$\vec{V}_a = \vec{V}_e + \vec{V}_r; \quad (3.6)$$

$$\vec{a}_a = \vec{a}_e + \vec{a}_r^n + \vec{a}_r^\tau + \vec{a}^k; \quad (3.7)$$

где \vec{a}_r^n и \vec{a}_r^τ - соответственно нормальное ускорение в относительном движении, направленное по радиусу вращения точки к центру кривизны траектории, и касательное ускорение, направленное перпендикулярно радиусу вращения; \vec{a}^k - ускорение Кориолиса.

Элементы абсолютного движения обозначаются индексом a , относительного – r , переносного – e . Эти индексы используют тогда, когда в обозначении не указывают точку, движение которой рассматривается. Если рассматривается совокупность взаимосвязанных объектов, то вместо этих индексов вводят обозначение точки и номер звена, которому она принадлежит, например $V_{B_2}; V_{B_3B_2}$. Если принадлежность точек к звену оговорена отдельно или ясно видна по структурной схеме, то номер звена можно опускать, например V_B .

Соотношение (3.4) и (3.5) используют для построения планов скоростей и ускорений точек звеньев. Векторные уравнения (3.4) и (3.5), например для точек В и С звена ВС (рис. 3.6), примут вид соответственно:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB};$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}; \text{ или } \vec{a}_C^n + \vec{a}_C^\tau = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau;$$

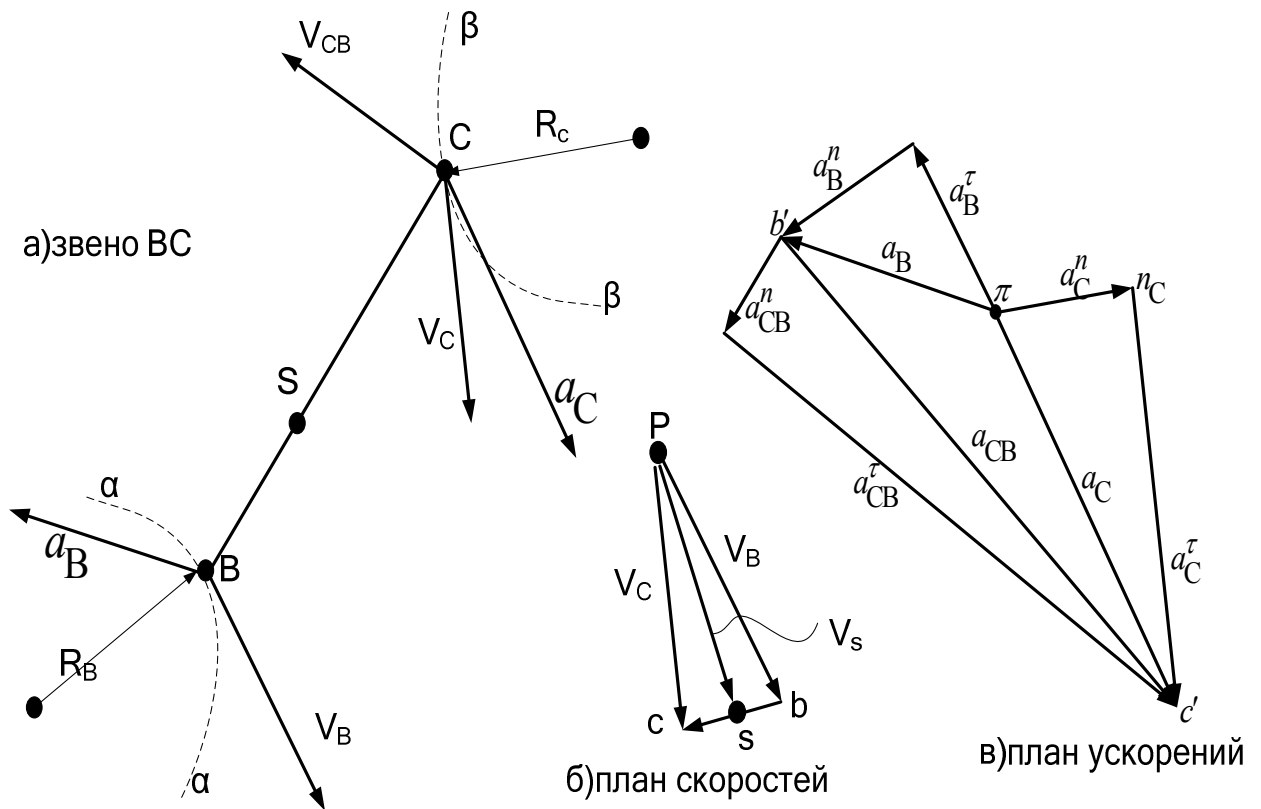


Рис. 3.6

Из последних выражений следует, что абсолютная(ое) скорость \vec{V}_C (ускорение \vec{a}_C) точки C равна векторной сумме переносной(го) скорости \vec{V}_B (ускорения \vec{a}_B), определяемой движением точки B, и относительной(го) скорости \vec{V}_{CB} (ускорения \vec{a}_{CB}) точки C при вращении звена вокруг точки B. Если известны траектории $\alpha\alpha$ и $\beta\beta$, описываемые точками C и B в абсолютном движении (рис. 3.6, а), то направление всех скоростей и ускорений определено. Значит, для решения последних уравнений необходимо знать модули скорости (ускорения) одной из точек, например B. При анализе векторных уравнений принято подчеркивать известные векторы одной или двумя чертами внизу, под которыми также могут указываться и их направления. Две черты обозначают, что вектор известен как по величине, так и по направлению. Одна черта означает, что для вектора известно либо направление, либо величина.

Графические решения представленных уравнений показаны на рис. 3.7, б, в в виде отрезков, изображающих в масштабе соответствующие величины.

Скорость любой точки S, расположенной на звене BC, находится в соответствии со свойствами планов скоростей и ускорений, путем пропорционального деления отрезка cd.

ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЙ ПЛАНОВ СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ МЕХАНИЗМА СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Дано: планы положений механизма с известной по направлению и модулю угловой скоростью кривошипа ω_1 ; масштабный коэффициент плана положений μ_1 выбран.

Определить:

- 1) линейные скорости точек звеньев механизма (модуль, направление);

- 2) угловые скорости звеньев механизма (модуль, направление);
- 3) линейные ускорения точек звеньев механизма (модуль, направление);
- 4) угловые ускорения звеньев (модуль, направление);
- 5) характер движения звеньев механизма (равномерное, ускоренное, замедленное).

Пункты 1 и 2 поставленной задачи решаются построением плана скоростей, п. 3 и 4 – с помощью плана ускорений, п. 5 – сопоставлением результатов построений того и другого.

Рис. 3.7

3.4.1. План скоростей

Для построения выбираем один из двенадцати планов положений с участка рабочего хода (рис. 3.7, а), пока исключая крайние положения.

Построение начинаем с входного звена **1** – с точки его присоединения к стойке – точки **A**, которая является неподвижной и, следовательно, ее линейная скорость $|\mathbf{V}_A|=0$. Далее будем следовать от точки **A** через промежуточные звенья к выходному звену механизма.

На поле чертежа выбираем полюс плана скоростей **P** и переносим в него скорость точки **A**, обозначив ее строчной буквой **a**. Аналогично с полюсом совпадут и другие, принадлежащие стойке **O**, неподвижные точки механизма, а именно **d** и **fo**.

Точка B, принадлежащая пальцу кривошипа **1**, совершает равномерное вращательное движение в направлении ω_1 вокруг оси, связанной со стойкой и проходящей через центр шарнира **A**, который в относительном движении принимаем за неподвижный полюс. Тогда получаем векторное уравнение:

$$\bar{V}_B = \underbrace{\bar{V}_A}_{?? \text{ } 0} + \bar{V}_{BA} \quad (3.8)$$

? ⊥ BA

Анализируя векторные уравнения, будем подчеркивать дважды полностью известный (по модулю и направлению) вектор скорости уравнения. Если же он известен только по направлению – подчеркиваем одной чертой и под ней указываем дополнительно его направление. Знаки вопроса означают, что один или оба параметра вектора неизвестны.

Модуль относительной линейной скорости $|\mathbf{V}_{BA}|$ в данном случае известен, т.к. определяется

$$|\mathbf{V}_{BA}| = \omega_1 \cdot l_{AB} \quad (3.9)$$

С учетом (3.9) векторное уравнение (3.8) примет вид

$$\bar{V}_B = \underline{\underline{\bar{V}_{BA}}} \quad (3.10)$$

левая часть которого станет полностью известной, т.е. абсолютная скорость точки **B** в данном случае равна линейной относительной скорости \mathbf{V}_{BA} , а именно $\bar{V}_B = \bar{V}_{BA}$.

Выбираем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_B}{(Pb)}, [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.11)$$

где (Pb) , мм – длина выбранного отрезка, изображающего вектор \bar{V}_B на чертеже. Если отрезок (Pb) выбирается равным отрезку AB на плане положений, то считается, что план скоростей построен в **масштабе кривошипа**, тогда:

$$\mu_V = \omega_2 \cdot \mu_l, [\text{м/с} \cdot \text{мм}] \quad (3.12)$$

В этом случае, полученные графические построения называют *планами аналогов скоростей*.

Выражение (3.12) позволит в дальнейшем значительно упростить вычисления кинематических характеристик.

В случае, если план скоростей по отношению к плану положений увеличен или уменьшен, то в формулу (3.12) вводят коэффициент кратности K , тогда

$$\mu_V = K \cdot \omega_2 \cdot \mu_l, \quad (3.13)$$

при $K = 1$ – масштаб кривошипа;

$K = \frac{1}{2}$ – план скоростей увеличен в 2 раза;

$K = 2$ – уменьшен в 2 раза и т.д.

Точка В

Из полюса P проводим луч $\perp AB$ и на нем в направлении вращения кривошипа 1 откладываем отрезок $(Pb) = AB$. Вектор абсолютной скорости точки В направлен из полюса P до точки в на плане скоростей.

Модуль линейной скорости находят как произведение длины вектора на масштабный коэффициент плана скоростей, т.е.

$$|V_B| = (Pb) \cdot \mu_V \quad (3.14)$$

Результат: линейная скорость точки B определена по направлению и модулю.

Точка С одновременно принадлежит шатуну 2 и кулисе 3. Линейную скорость точки C представляют системой векторных уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{CB} \\ \quad ?? \quad \quad ? \perp CB \\ \bar{V}_C = \bar{V}_D + \bar{V}_{CD} \\ \quad ?? \quad \quad 0 \quad ? \perp CD \end{array} \right. , \quad (3.15)$$

которую графически решаем следующим образом. Из точки $в$ проводим луч, перпендикулярный CB . Из точки d , совпадающей с полюсом P , проводим луч, перпендикулярный CD . На пересечении указанных лучей находится точка $с$. Направление линейной относительной скорости \bar{V}_{CB} определяется правилом сложения векторов, где вектор \bar{V}_C – замыкающий. Скорость \bar{V}_C направлена из полюса P до точки $с$. Находим модули линейных скоростей:

$$|\bar{V}_C| = (Pc) \cdot \mu_V;$$

$$|\bar{V}_{CB}| = (cb) \cdot \mu_V.$$

Точка E3 – данная точка принадлежит кулисе, совершающей вращательное движение вместе с ней (так же как и точка C) относительно неподвижного центра D . Для определения линейной скорости V_D в таких случаях удобно использовать **теорему подобия** (отрезки и фигуры, образуемые точками плана скоростей (ускорений) подобны и

сходственно расположены по отношению к точкам и фигурам на плане положений), учитывая, что скорость точек **C** и **D** известны (рис. 3.7, в). Тогда получаем пропорцию в действительных величинах:

$$\frac{V_C}{V_{E_3}} = \frac{l_{CD}}{l_{ED}} \quad (3.16)$$

или в отрезках, соответственно, плана скоростей или плана положений:

$$\frac{(p_c)}{p_{e_3}} = \frac{CD}{ED}, \quad (3.17)$$

из которых находим неизвестные величины:

$$V_{E_3}, \text{ м/с} = \frac{l_{ED} \cdot V_{ED}}{l_{CD}} \quad \text{или}$$

$$(p_{e_3}), \text{ мм} = \frac{(p_c) \cdot ED}{CD}$$

Смысл термина «сходственность» заключается в том, что точки на плане скоростей располагаются точно в такой же последовательности, как и точки на плане положений. В нашем случае на плане положений читаем $C \rightarrow E_3 \rightarrow D$ (на одной прямой линии), следовательно на плане скоростей они будут располагаться $(c) \rightarrow (e_3) \rightarrow (d)$.

Найденный отрезок (P_{e_3}) откладывается из полюса **P** в направлении точки **c**. Модуль скорости равен:

$$|V_{E_3}| = (p_{e_3}) \cdot \mu_V.$$

Абсолютная скорость т. E_3 кулисы 3 определена полностью.

Точка E_4 – принадлежит условной точке пересечения диагоналей камня 4 кулисы 3. Линейную скорость \bar{V}_{E_4} найдем, рассматривая ее относительное поступательное движение сначала относительно предыдущей точки E_3 , затем, - учитывая, что звенья 4 и 5 связаны вращательной кинематической парой (уточнение $\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$), - движение со звеном 5 относительно неподвижной точки F_0 , принадлежащей стойке. Соответственно получаем два векторных уравнения (3.18) и (3.20) с уточнением (3.19):

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_3} + \bar{V}_{E_4 E_3} \\ \quad ?? \quad \quad \quad ? \quad \square CB \\ \bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5} \\ \bar{V}_{E_5} = \frac{\bar{V}_{F_0}}{0} + \bar{V}_{E_5 F_0} \\ \quad \quad \quad \quad \quad ? \quad \square x-x \end{array} \right.$$

Совокупность указанных векторных уравнений с учетом равенства левых частей уравнений (3.18) и (3.20) приводит к векторному уравнению в виде равенства их правых частей, а оно содержит только два неизвестных (отмечены знаками вопроса) и, следовательно, самостоятельно решается

графически: из точки e_3 плана скоростей проводим луч, параллельный CD, из точки f_0 (лежащей в полюсе P) проводим луч, параллельный горизонтали (х-х). Точка пересечения данных лучей обозначаем e_4, e_5 - решением рассмотренной системы векторных уравнений. Согласно (3.18) наносим на плане скоростей направления векторов $\bar{V}_{E_4E_3}$ и $\bar{V}_{E_4} = \bar{V}_{E_5}$. Находим модули скоростей:

$$\begin{aligned} \left| \bar{V}_{E_4} \right| &= (pe_4) \cdot \mu_V = \left| \bar{V}_{E_5} \right| = (pe_5) \cdot \mu_V; \\ V_{E_4E_3} &= (e_3 - e_4) \cdot \mu_V. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Таким образом, построение плана скоростей для рассматриваемого положения механизма завершено. Для остальных положений механизма ход построений аналогичен выше рассмотренному: в той же самой последовательности согласно тех же векторных уравнений (3.8 – 3.20).

Примечания:

1. **На листе 1** построить из одного полюса двенадцать планов скоростей, на их основе построить *годографы* линейных скоростей точек звеньев механизма.
2. По планам скоростей рассчитать модули линейных скоростей всех подвижных точек механизма (абсолютные и относительные) для всех двенадцати положений. Результаты расчетов свести в таблицу, ее поместить в соответствующий раздел пояснительной записки.

УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ

Построенный план скоростей на основе его свойств позволяет кроме параметров, найденных выше, дополнительно определить модули и направления угловых скоростей подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4), и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловая скорость кривошипа ω_1 по модулю определена заданием на курсовой проект, направление - определено выше.

Звено 2

Модуль угловой скорости шатуна ω_2 определяем через линейную относительную скорость

$$\left| \omega_2 \right|, c^{-1} = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{(cb) \cdot \mu_V}{CB \cdot \mu_l}, \quad (3.22)$$

если построения проведены в масштабе кривошипа:

$$\left| \omega_2 \right|, c^{-1} = \frac{(cb)}{CB} \omega_1.$$

Для определения направления угловой скорости шатуна ω_2 необходимо с плана скоростей осуществить параллельный перенос вектора \bar{V}_{CB} в точку С плана положений, который вызовет соответствующий поворот звена (по или против часовой стрелки) – рис. 3.7, а, б. В данном случае направлена против часовой стрелки.

Звено 3

Модуль угловой скорости кулисы ω_3 определяем

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{(cd) \cdot \mu_V}{CD \cdot \mu_l} \quad (3.23)$$

или

$$|\omega_3|, c^{-1} = \frac{(cd)}{CD} \omega_1 .$$

Для определения направления угловой скорости кулисы необходимо воспользоваться вектором линейной относительной скорости \bar{V}_{CD} . В данном случае ω_3 направлена по часовой стрелке.

Звено 4

Камень 4 кулисы 3 связан с ней поступательной кинематической парой, не допускающей угловых перемещений, следовательно, угловые скорости камня и кулисы одинаковы (и по модулю, и по направлению), т.е. $\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_3$.

Звено 5

Совершает поступательное движение, поэтому угловая скорость ползуна $\omega_5 = 0$.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых скоростей звеньев для двенадцати положений механизма, результаты в виде таблицы представить в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых скоростей звеньев.

3.4.2. План ускорений

План ускорений строится по векторным уравнениям, составленным в той самой последовательности, с использованием тех же самых приемов и подходов, как это было сделано при построении планов скоростей.

Полюс плана ускорений обозначается буквой π (рис. 3.7, д), векторы абсолютных ускорений точек звеньев механизма \mathbf{a}' , \mathbf{b}' , \mathbf{c}' и т.д.

Точка А – неподвижна, $\bar{a}_A = 0$. На чертеже размещается и совпадает с полюсом π .

Точка В - по аналогии с построением скоростей, ускорение точки В складывается из абсолютного ускорения плюса, за который принимается предыдущая точка А, плюс относительное линейное ускорение рассматриваемой точки В вокруг точки А.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{AB}$$

В отличие от планов скоростей при построении планов ускорений относительное линейное ускорение будем представлять состоящим из суммы его нормальной и тангенциальной составляющих:

$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \quad (3.24)$$

По физическому смыслу нормальное ускорение является центростремительным, т.е. направленным параллельно звену от рассматриваемой точки к центру его вращения.

Вектор тангенциального ускорения направлен под углом 90° к вектору нормального ускорения, т.е. перпендикулярно звену.

В связи с этим нормальное ускорение будем считать всегда известным по направлению и по модулю (последний определяется как квадрат относительной скорости, деленный на длину звена). Эту информацию вносим подчеркиванием слагаемых в уравнении (3.24), неизвестные параметры векторов отмечаем знаками вопроса.

$$\text{Тогда} \quad \bar{a}_B = \frac{\bar{a}_A}{0} + \frac{\bar{a}_{BA}}{\square BA} + \frac{\bar{a}_{CD}}{?\perp BA}, \quad (3.25)$$

$$\text{где} \quad a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}}; \quad a_{BA}^\tau = \mathcal{E}_1 \cdot l_{BA}. \quad (3.26)$$

Анализ уравнения (3.25) показывает, что оно содержит три неизвестных параметра и самостоятельно графически не решается. Необходимо дополнительное условие, позволяющее уменьшить число неизвестных параметров. Решить проблему в данном случае позволит ранее принятое допущение о постоянстве угловой скорости кривошипа $\omega_1 \cong \text{const}$: ранее неизвестная величина \mathcal{E}_1 в выражении (3.26) для расчета тангенциальной составляющей подлежит определению.

$$\mathcal{E}_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0, \quad (3.27)$$

следовательно, $a_{BA}^\tau = 0$ и выражение (2.33) принимает окончательный вид:

$$\frac{\bar{a}_B}{\square} = \frac{\bar{a}_{BA}^n}{\square BA}, \quad (3.28)$$

Это в свою очередь означает, что абсолютное линейное ускорение \bar{a}_B равно \bar{a}_{BA}^n , известному по модулю и направлению, а кривошип l совершает равномерное вращательное движение.

Выбираем **масштабный коэффициент плана ускорений** μ_a .

В общем случае

$$\mu_a = \frac{a_B}{(\pi-b')} [M/c^2 \cdot \text{мм}]. \quad (3.29)$$

Для упрощений расчетов план ускорений удобно строить в масштабе кривошипа. В этом случае длина отрезка $(\pi-b')$ на плане ускорений берется равной длине кривошипа **AB** на плане положений, тогда

$$\mu_a = \mu_l \cdot \omega_1^2 \quad (3.30)$$

и проводимые в дальнейшем графические построения именуется *планами аналогов ускорений*. Если возникает необходимость увеличения или уменьшения проводимых построений, то аналогично планам скоростей в формулу (3.30) вводится соответственно определенное значение коэффициента кратности **k**, при этом

$$\mu_a = k \cdot \mu_l \cdot \omega_1^2.$$

Из полюса π параллельно отрезку \mathbf{AB} плана положений в направлении от точки \mathbf{B} к точке \mathbf{A} проводим луч, на котором откладываем отрезок $(\pi-\mathbf{b}')=\mathbf{AB}$. Ускорение точки \mathbf{B} направлено из полюса к точке \mathbf{b}' , его модуль находим как

$$a_B = (\pi-\mathbf{b}') \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2] \quad (3.31)$$

Точка С - для определения ускорения точки \mathbf{C} составляем два векторных уравнения, рассматривая движения этой точки вначале со вторым звеном, затем – с третьим:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^{\tau}} \\ \text{?? BA} \quad \overline{\square_{CB}} \quad \text{?} \perp \text{CB} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \rightarrow \\ \overline{a_C} = \overline{a_D} + \overline{a_{CD}^n} + \overline{a_{CD}^{\tau}} \\ \text{??} \quad \overline{0} \quad \overline{\square_{CD}} \quad \text{?} \perp \text{CD} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \rightarrow \end{array} \right. \quad (3.32)$$

Вычисляем нормальные ускорения по формулам:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{(cb)^2 \cdot \mu_V^2}{CB \cdot \mu_l} = \frac{(cb)^2}{CB} \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2],$$

$$a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} = \frac{V_C^2}{l_{CD}} = \frac{(Pc)^2}{CD} \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2].$$

Определим отрезки, изображающие в миллиметрах векторы этих ускорений (они удобны для непосредственного вычерчивания плана ускорений):

$$(\mathbf{b}'-\mathbf{n}_{CB}) = \frac{(cb)^2}{CB}, \quad [\text{мм}];$$

$$(\pi-\mathbf{n}_{CD}) = \frac{(Pc)^2}{CD}, \quad [\text{мм}].$$

Направления нормальных ускорений указаны в векторных уравнениях (3.32) и на плане положений (рис. 3.7, а) – вдоль соответствующего звена 2 и 3, от вращающейся точки \mathbf{C} к центрам вращений \mathbf{B} и \mathbf{D} .

Решаем графически систему векторных уравнений (3.32): из точки \mathbf{b}' параллельно \mathbf{CB} в направлении от точки \mathbf{C} к точке \mathbf{B} проводим луч и на нем откладываем рассчитанную длину вектора $(\mathbf{b}'-\mathbf{n}_{CB})$; обозначив стрелкой направление данного вектора, из его конца (точки \mathbf{n}_{CB}) проводим луч, перпендикулярный \mathbf{BC} .

Из точки \mathbf{d}' , совпадающей с полюсом плана ускорений π , откладываем рассчитанный по длине вектор $(\pi-\mathbf{n}_{CD})$ параллельно \mathbf{CD} вниз от полюса, затем – из его конца (точки \mathbf{n}_{CD}) проводим луч, перпендикулярный \mathbf{CD} . Находим точку пересечения указанных перпендикуляров и обозначаем ее буквой \mathbf{c}' . Проводя из полюса π прямую до точки \mathbf{c}' , получаем направление ускорения точки \mathbf{C} (от полюса π к точке \mathbf{c}').

Модуль ускорения точки \mathbf{C} равен:

$$|a_C| = (\pi-\mathbf{c}') \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2] \quad (3.33)$$

На плане ускорений по правилу сложения векторов сначала определяем и стрелками обозначаем направления тангенциальных ускорений: \mathbf{a}_{CB}^{τ} (ему соответствует вектор $(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c}')$, направленный от точки \mathbf{n}_{CB} к точке \mathbf{c}') и \mathbf{a}_{CD}^{τ} , которому соответствует вектор $(\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c}')$, направленный от точки \mathbf{n}_{CD} к точке \mathbf{c}' плана ускорений (рис. 3.7, б). находим модули тангенциальных ускорений:

$$\begin{aligned} \left| \mathbf{a}_{CB}^{\tau} \right| &= (\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c}') \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2]; \\ \left| \mathbf{a}_{CD}^{\tau} \right| &= (\mathbf{n}_{CD} - \mathbf{c}') \cdot \mu_a, \quad [\text{м/с}^2] \end{aligned} \quad (3.34)$$

Ускорение точки С, тангенциальные ускорения \mathbf{a}_{CB}^{τ} и \mathbf{a}_{CD}^{τ} определены полностью (модули и направления).

Точка E_3 - ускорение точки E_3 определим, применив терему подобия (рис. 3.7, в): $\square DC\bar{a}_C \square\square DE_3\bar{a}_{E_3}$ как треугольники с взаимно параллельными сторонами, откуда следуют пропорции:

- в действительных величинах:

$$\frac{\bar{a}_C}{\bar{a}_{E_3}} = \frac{l_{CD}}{l_{ED}} \quad (3.35)$$

- в отрезках чертежа:

$$\frac{(\pi - \mathbf{c}')}{(\pi - \mathbf{e}'_3)} = \frac{CD}{ED} \quad (3.36)$$

Из выражения (3.36) находим

$$(\pi - \mathbf{e}'_3) = \frac{(\pi - \mathbf{c}') \cdot ED}{CD}, \text{ мм}.$$

Тогда модуль ускорения точки E_3 равен

$$\left| \mathbf{a}_{E_3} \right| = (\pi - \mathbf{e}'_3) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2. \quad (3.37)$$

Откладывая рассчитанный отрезок $(\pi - \mathbf{e}'_3)$, определяем на плане ускорений положение точки \mathbf{e}'_3 , являющегося концом вектора искомого ускорения точки E_3 , направленного из полюса π к точке \mathbf{e}'_3 .

Точки E_4, E_5 - по аналогии с определением линейных скоростей данных точек механизма составляем систему уравнений для нахождения линейных ускорений точек E_4 и E_5 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_3} + \bar{a}_{E_4 E_3}^K + \cancel{\bar{a}_{E_4 E_3}^n} + \bar{a}_{E_4 E_3}^\tau \\ \text{?? BA} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \quad \quad \quad \quad \text{?} \square \text{CD} \\ \bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5} \\ \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \\ \bar{a}_{E_5} = \cancel{\bar{a}_{F_0}} + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{E_5 F_0}^\tau \\ \text{??} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \quad \underline{\underline{\quad}} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \rightarrow \quad \quad \quad \quad \quad \text{?} \square \text{(x-x)} \end{array} \right.$$

В первую очередь подробно проанализируем векторное уравнение (3.38). Появление в нем четвертого слагаемого – ускорения Кориолиса $\bar{a}_{E_4 E_3}^K$ – обусловлено тем, что в кулисном механизме происходит сложение относительного поступательного движения камня кулисы 3 с переносным вращательным движением кулисы 4. Ускорение Кориолиса $\bar{a}_{E_4 E_3}^K$ известно по модулю и направлению – по этой причине выделено двумя черточками. Его модуль находим следующим образом:

$$\left| \bar{a}_{E_4 E_3}^K \right| = 2\omega_3 \cdot V_{E_4 E_3}, \text{ м/с}^2 \quad (3.41)$$

Направление Кориолисова ускорения определяется поворотом вектора линейной относительной скорости $\bar{V}_{E_4 E_3}$ на угол 90° в сторону переносной угловой скорости ω_3 (показано схемой на рис. 3.7, з).

Установим параметры второго и третьего слагаемых уравнения (3.38). Представим, что в отличие от рассматриваемого механизма, где кулиса 3 является прямолинейной, она выполнена криволинейной по дуге окружности некоторого радиуса R с центром в точке O (рис. 3.8).

Нормальное ускорение \bar{a}_{EO}^n направленно вдоль радиуса \underline{EO} от точки E к точке O – как центростремительное ускорение. Вектор тангенциального ускорения \bar{a}_{EO}^τ составляет угол 90° с вектором \bar{a}_{EO}^n и пусть первый, предположим, направлен вверх от точки E . Мысленно начинаем распрямлять криволинейную кулису тогда $R \rightarrow \infty$ и $\bar{a}_{EO}^n \rightarrow \infty$. Вектор \bar{a}_{EO}^τ совпадает с распрямлённой кулисой, т.е. станет параллельным ей (отрезку CD на плане положений). Данное рассуждение применительно к уравнению (3.38) позволило установить, что модуль вектора $\left| \bar{a}_{E_4 E_3}^n \right|$ равен нулю, а вектор $\bar{a}_{E_4 E_3}^\tau$ направлен параллельно кулисе (отрезку CD), что и было отражено зачеркиванием первого из них и внесением уточнения – под вторым вектором.

При графическом решении системы векторных уравнений (3.38) и (3.40) с уточнением (3.39) из точки e'_3 плана ускорений в определенном направлении (рис. 3.7, з) откладываем в первую очередь ускорение $\bar{a}_{E_4 E_3}^K$ (как полностью известного) в виде отрезка $(e'_3 - K_{E_4 E_3})$, длину которого в миллиметрах рассчитываем через отрезки плана положений и плана скоростей на основе выражения (3.41):

$$(\mathbf{e}'_3 - \mathbf{K}_{E_4 E_3}) = 2 \frac{Pc}{CD} \cdot (\mathbf{e}_4 - \mathbf{e}_3), \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Из конца вектора Кориолисова ускорения точки $\mathbf{K}_{E_4 E_3}$ плана ускорений проводим направление ускорения $\bar{a}_{E_4 E_3}^\tau$ в виде луча, параллельного отрезку CD плана положений. Согласно векторного уравнения (3.40) из полюса π , с которым совпадает ускорение неподвижной точки F_0 , а именно точка \mathbf{f}_0 , проводим горизонталь ($x - x$) до пересечения с лучом, параллельным CD . Найденную точку пересечения двух лучей обозначаем $\mathbf{e}'_4 \equiv \mathbf{e}'_5$, которые принадлежат концам искомым векторов ускорений $\bar{a}_{E_4} = \bar{a}_{E_5}$. Направления и модули остальных членов векторных уравнений (3.38) и (3.40) определяем известными методами:

$$\left| \bar{a}_{E_4 E_3}^\tau \right| = (\mathbf{K}_{E_4 E_3} - \mathbf{e}'_4) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.43)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| \quad (3.44)$$

$$\left| a_{E_4} \right| = \left| a_{E_5} \right| = (\pi - \mathbf{e}'_4) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.45)$$

Построение плана ускорений для рассмотренного положения механизма завершено.

Примечания:

1. *На листе 1* построить из *разных* полюсов 2 – 3 плана ускорений (номера положений механизма уточняются руководителем курсового проекта).
2. По каждому из построенных планов ускорений рассчитать модули абсолютных и относительных линейных ускорений точек звеньев механизма. Результаты расчетов свести в таблицу, разместив ее в пояснительной записке.

УГЛОВЫЕ УСКОРЕНИЯ

По построенному плану ускорений представляется возможным определить модули и направления угловых ускорений подвижных звеньев, участвующих во вращательном (кулиса 3, камень кулисы 4) и сложном (шатун 2) движениях.

Звено 1

Угловое ускорение $\boldsymbol{\varepsilon}_1$ определено ранее: согласно выражению (3.27) оно равно нулю, следовательно, кривошип 1 совершает *равномерное* вращательное движение.

Звено 2

Модуль углового ускорения $\boldsymbol{\varepsilon}_2$ рассчитываем через линейное тангенциальное ускорение:

$$\left| \boldsymbol{\varepsilon}_2 \right| = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}} = \frac{(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c}') \cdot \mu_a}{(CB) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-2}, \quad (3.46)$$

если построения выполнены в масштабе кривошипа, то

$$\left| \boldsymbol{\varepsilon}_2 \right| = \frac{(\mathbf{n}_{CB} - \mathbf{c}')}{(CB)} \cdot \omega_1^2, \text{ с}^{-2}.$$

Для определения направления углового ускорения $\bar{\epsilon}_2$ осуществляем параллельный перенос вектора \bar{a}_{CB}^T в точку С плана положений (рис. 3.7, а) и наблюдаем направление вызываемого им поворота шатуна 2 (в данном случае $\bar{\epsilon}_2$ направлено против часовой стрелки).

Сопоставляя направления угловой скорости шатуна $\bar{\omega}_2$ с направлением углового ускорения $\bar{\epsilon}_2$, определяем характер движения (при совпадении направлений $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\epsilon}_1$ движение звена считают *ускоренным*, при противоположных направлениях $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\epsilon}_1$ - движение звена *замедленное*). В данном случае шатун 2 совершает ускоренное движение.

Звено 3 и 4

Модуль углового ускорения кулисы ϵ_3 равен:

$$|\epsilon_3| = \frac{a_{CD}^T}{l_{CD}} = \frac{(n_{CD-c'}) \cdot \mu_a}{(CD) \cdot \mu_l}, \text{ c}^{-2}, \quad (3.47)$$

или в масштабе кривошипа $|\epsilon_3| = \frac{(n_{CD-c'})}{(CD)} \cdot \omega_1^2, \text{ c}^{-2}.$

Для определения направления углового ускорения кулисы воспользуемся вектором \bar{a}_{CD}^T . В данном случае $\bar{\epsilon}_3$ направлено по часовой стрелке (рис. 3.7, а); с учетом направления угловой скорости $\bar{\omega}_3$ определяем характер движения кулисы – ускоренное. Все сказанное об угловом ускорении кулисы в полной мере относится и к угловому ускорению камня кулисы ϵ_4 , так как они одинаковы $\bar{\epsilon}_3 = \bar{\epsilon}_4$.

Звено 5

Ползун совершает поступательное движение, поэтому $\bar{\epsilon}_5 = 0$. Характер движения определяем по сопоставлению векторов линейной скорости \bar{V}_{E5} и линейного ускорения \bar{a}_{E5} (рис. 3.7, б и 3.7, д). В данном случае их направления совпадают, следовательно, ползун 5 в данном положении совершает *ускоренное* движение.

Примечания:

1. Произвести расчет угловых ускорений звеньев для построенных планов ускорений, результаты представить в виде таблицы в пояснительной записке.
2. **На листе 1** на выделенном плане положений указать направления угловых ускорений звеньев.

Практическое занятие № 11

Метод кинематических диаграмм

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЙ

Кинематические свойства механизма, когда закон движения входного звена ещё не известен, находят с помощью характеристик, называемых *аналогами скоростей* и *аналогами ускорений*, которые не зависят от времени t , а являются функциями обобщенной координаты (угла поворота φ входного звена механизма).

Аналогом линейной скорости какой-либо точки называется первая производная радиуса – вектора этой точки по обобщенной координате [6, 11]. Для **поступательного движения** перемещения точки можно считать равным радиусу – вектору. Тогда аналог линейной скорости согласно определению равен:

$$S'_i = \frac{dS_i}{d\varphi_1}, \quad (3.48)$$

где φ_1 - обобщенная координата (угол поворота кривошипа 1);

S_i - перемещение точки i – ГО звена.

Скорость данной точки

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \quad (3.49)$$

Умножив и разделив правую часть (3.49) на величину $d\varphi_1$, получаем

$$V_i = \frac{dS_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1}$$

Разделим переменные $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1; \frac{dS_i}{d\varphi_1} = S'_i$

В результате преобразований получаем уравнение связи между действительной скоростью и её аналогом:

$$V_i = S'_i \cdot \omega_1, \quad (3.50)$$

где ω_1 - угловая скорость входного звена. Из анализа размерностей, входящих в (3.50) следует, что аналог линейной скорости измеряется в метрах, а физический смысл аналога скорости – это скорость той же точки при $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$.

Аналогом линейного ускорения точки называется вторая производная радиуса – вектора по обобщенной координате.

Чтобы установить связь линейного ускорения с аналогом ускорения, продифференцируем (3.50) по времени:

$$a_i = \frac{dV_i}{dt} = \frac{d(S'_i \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{ds'_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + S'_i \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \quad (3.51)$$

Проведя преобразования, получим:

$$a_i = S''_i \cdot \omega_1^2 + S'_i \cdot \varepsilon_1, \quad (3.52)$$

где a_i - ускорение точки i – ГО звена;

S''_i - аналог линейного ускорения той же точки;

ε_1 - угловое ускорение входного звена.

Учитывая, что входное звено совершает равномерное вращение, (3.52) принимает окончательно вид уравнения связи линейного ускорения с его аналогом:

$$a_i = S''_i \cdot \omega_1^2 \quad (3.53)$$

Из формулы (3.53) следует, что аналог линейного ускорения измеряется в метрах, т.е. является, как и аналог скорости, линейной величиной.

При вращательном движении звена вводятся понятия аналогов угловых скоростей и ускорений.

Аналогом угловой скорости называется первая производная от угла поворота по обобщенной координате механизма:

$$\varphi_i' = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}, \quad (3.54)$$

где φ_i - угол поворота i -ГО звена;

Угловая скорость звена ω_i связана с ее аналогом соотношением:

$$\omega_i = \varphi_i' \cdot \omega_1. \quad (3.55)$$

Аналогом углового ускорения называется вторая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма.

Дифференцируя (3.55) по времени, получим:

$$\varepsilon_i = \varphi_i'' \cdot \omega_1^2 + \varphi_i' \cdot \varepsilon_1 \quad (3.56)$$

Или с учетом, что $\varepsilon = 0$, получим уравнение связи:

$$\varepsilon_i = \varphi_i'' \cdot \omega_1^2 \quad (3.57)$$

Анализ формул (3.55) и (3.56) с точки зрения размерностей величин, входящих в них, приходим к выводу: *аналоги угловых скоростей и угловых ускорений являются безразмерными величинами.*

3.5.1. Метод графического дифференцирования

Графическое изображение изменения кинематических характеристик механизма за полный цикл его движения называют *кинематическими диаграммами*.

Если одна из кинематических характеристик задана в форме графика или в виде таблицы значений, то найти производную от этой функции непосредственно в аналитической форме невозможно. В этом случае используют метод графического дифференцирования. Данный метод основан на геометрическом смысле производной, которая представляет собой тангенс угла наклона касательной в данной точке кривой к оси абсцисс.

Обычно кривую заменяют ломаной линией, состоящей из хорд, и принимают следующее допущение: угол наклона касательных в точках, расположенных на середине каждого участка кривой, равен углу наклона соответствующей хорды. Это вносит некоторую погрешность, но она не суммируется, что обеспечивает приемлемую точность метода [10].

Пусть задан график (рис. 3.9, а) функции $S = f(\varphi)$, требуется определить значение производной $S_i' = f'(\varphi_i)$ для некоторого i -ГО значения угла φ .

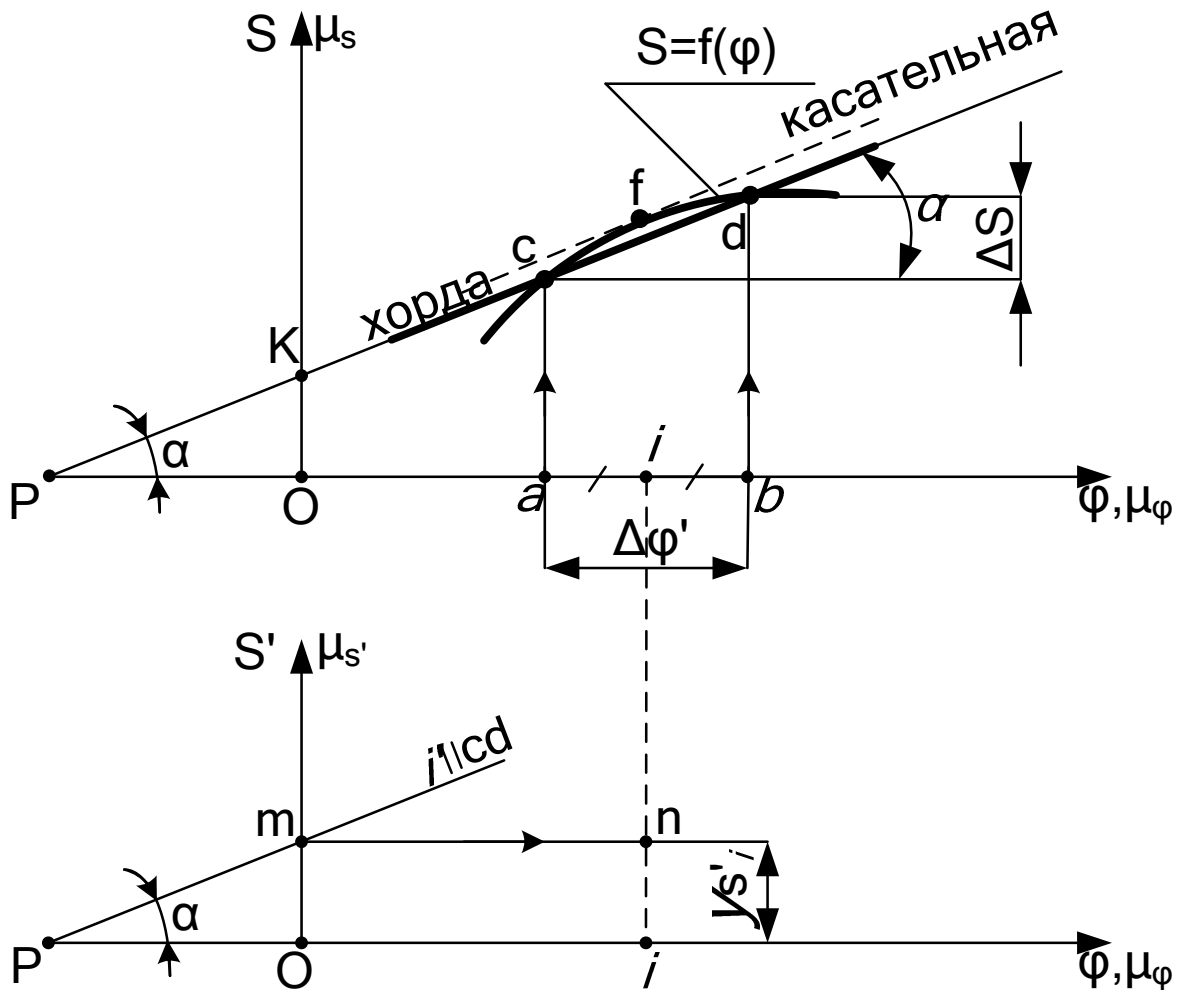


Рис. 3.9

От точки i на оси φ вправо и влево откладываем равные отрезки $(ai) = (bi)$. Из точек a и b проводим вертикали до пересечения с графиком $S = f(\varphi)$.

Точки пересечения c и d вертикалей с графиком $S = f(\varphi)$ соединяем с прямой, являющейся хордой. Сверху к графику $S = f(\varphi)$ подводим луч, параллельный хорде cd до касания с графиком в точке f .

Данный луч является касательной с углом наклона α к оси ординат φ . Из чертежа (рис. 3.9, а) следует, что

$$\frac{\square S \cdot \mu_S}{\square \varphi \cdot \mu_\varphi} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.58)$$

а это и есть первая производная $S'_i(\varphi_i)$, так как в пределе хорда cd превратится в касательную в точке графика $S = f(\varphi)$. Касательную проводим до пересечения с продолжением оси абсцисс φ и обозначаем точкой P – полюсом кинематических диаграмм, а расстояние $OP = H$ – полюсным расстоянием. Строго под первой системой координат $S = f(\varphi)$ размещаем (рис. 3.9, б) вторую систему координат S' , на которую с оси первой переносим полюс P и точку i . Из полюса P проводим луч i' , параллельный хорде cd . Отмечаем точку пересечения m луча с осью S' , вправо от точки m проводим горизонталь, которую пересекаем вертикалью

из точки i – в результате получаем точку n . Ординату in (рис. 3.9, б) обозначим $y_{S'}$ и через ее значение определим производную функции в i -том положении:

$$S'_i = y_{S'_i} \cdot \mu_{S'} \quad (3.59)$$

Установим связь между величиной полюсного расстояния H и масштабными коэффициентами μ_φ , μ_S , $\mu_{S'}$.

Аналог линейной скорости (3.48) с учетом (3.58) можно представить как:

$$S' = \left(\frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.60)$$

Хорда cd , пересекая ось абсцисс φ в полюсе P , отсекает по оси ординат S отрезок OK , длина которого определяется из треугольника KOP :

$$OK = H \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.61)$$

Разделив (3.60) на (3.61), получаем

$$\frac{S'}{OK} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \cdot H \quad (3.62)$$

Анализ (3.62) показывает, что произведение постоянных величин в правой части дает постоянную величину, которая представляет масштабный коэффициент аналога скорости

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi} \cdot H$$

(3.63)

в общем случае при произвольном полюсном расстоянии H . Следовательно, отрезок OK , отсекаемый лучом PK на оси ординат представляет аналог скорости на бесконечно малом участке $\Delta\varphi$ в масштабе $\mu_{S'}$.

Построения графиков аналогов скоростей и ускорений становятся более удобными, если выбор масштабного коэффициента μ_φ осуществить следующим образом

$$\mu_\varphi = 2\pi / x_{0-12} \quad (3.64)$$

где $x_{0-12}, \text{мм}$ – длина горизонтальной оси от нулевого до двенадцатого положений.

Полюсное расстояние вычисляем как:

$$H = \frac{x_{0-12}}{2\pi} \quad (3.65)$$

Тогда масштабные коэффициенты кинематических характеристик выходного звена механизма, как в частном случае, связывает их равенство

$$\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''} \text{ , } \quad [\text{м/мм}] \quad (3.66)$$

Изложенная методика графического определения производной функции применяется при построении кинематических диаграмм.

3.5.2. Алгоритм и пример построений кинематических диаграмм

Исходными для построений являются равноотстоящие по положению входного звена планы положений механизма (рис. 3.4).

ДИАГРАММА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

1. Выбрав на поле чертежа ось абсцисс φ , разбиваем ее на двенадцать равных частей, отмечаем на ней точки деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$. Рассчитываем масштабный коэффициент μ_φ .

2. Из точки O проводим ось ординат S .

3. Выбираем масштабный коэффициент μ_S , равный или кратный масштабному коэффициенту плана положений μ_l .

4. Последовательно измеряя на плане положений перемещения точек E_6 выходного звена (расстояния E_0E_1, E_0E_2 и т.д.), откладываем их на ординатах, проведенных из точек деления $0, 1, 2, 3, \dots, 12$ оси абсцисс в виде соответствующих перемещений S_{0-1}, S_{0-2} и т.д. (рис. 3.10).

Перемещения в крайней нулевой и совпадающей с ней двенадцатой точках равны нулю. Полученные точки диаграммы последовательно соединяем плавной кривой – диаграмма $S = f(\varphi)$ построена.

Примечания:

1. Точки диаграммы $S = f(\varphi)$ расположены над точками деления $0, 1, 2, 3$ и т.д. оси абсцисс.

2. Положение второй крайней точки k на оси абсцисс будет определено после построения диаграммы $S' = f(\varphi)$, тогда же будет скорректирована диаграмма $S = f(\varphi)$ на участке (6-7) (рис 3.10).

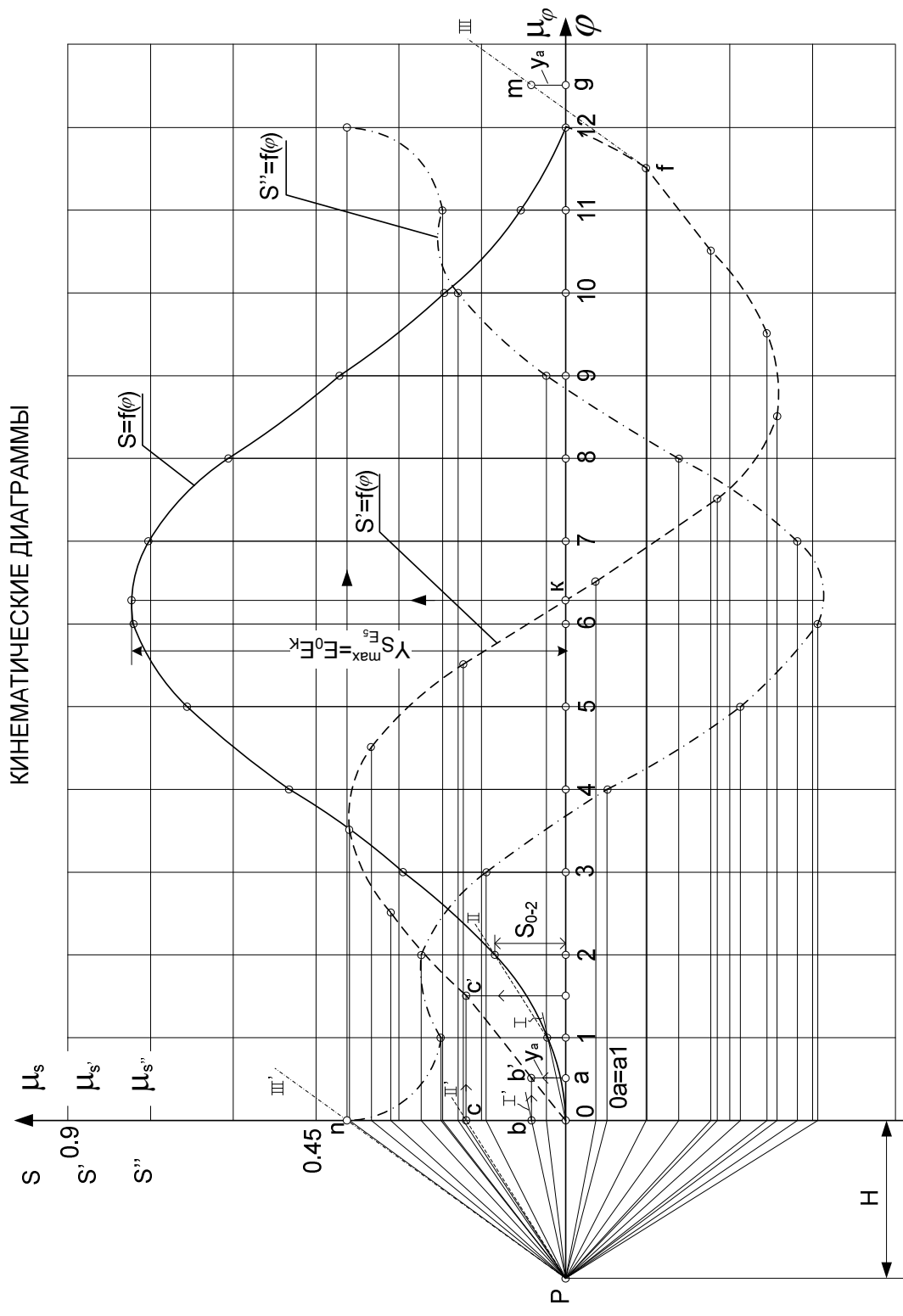


Рис. 3.10

ДИАГРАММА АНАЛОГОВ СКОРОСТЕЙ

Построение диаграммы $S' = f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием диаграммы перемещений $S = f(\varphi)$.

1. Рассчитывается полюсное расстояние **H**, выбирается масштабный коэффициент $\mu_{S'}$, обозначается полюс **P**.
2. Кривую $S = f(\varphi)$ заменяем ломаной линией, проводя на каждом ее участке хорды I, II и т.д.
3. Из полюса **P** проводим луч I', параллельный хорде I, луч II', параллельный хорде II и т.д.
4. Отмечаем точку пересечения **b** луча I' с осью координат, проводим из нее вправо горизонталь, которую пересекаем вертикалью, проведенной из середины ($0_a = a_1$) рассматриваемого участка (0-1) оси абсцисс. Так получена первая точка **b'** диаграммы $S' = f(\varphi)$. Последовательно аналогично повторяя процедуру, получаем вторую, третью и т.д., последнюю точку **f**, расположенную на середине участка (11-12).
5. Значения аналога скорости в нулевом и двенадцатом положениях считают равным нулю, так как перемещения в них также равны нулю. Доводим кривую диаграммы $S' = f(\varphi)$ из первой точки в точку **O** оси абсцисс и последней – в точку 12.
6. Точку пересечения диаграммы $S' = f(\varphi)$ с осью абсцисс обозначаем точкой **k**. Так определилось второе крайнее положение кривошипа на оси абсцисс.
7. Корректируем диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7). Учитывая свойства производной, из точки **k** на оси абсцисс проводим вертикаль, на которой откладываем измеренное на плане положений максимальное перемещение точки E₅, равное отрезку (E₀-E_k). Окончательно обводим диаграмму $S = f(\varphi)$ на участке (6-7).

Примечание: точки диаграммы $S' = f(\varphi)$ расположены над серединами участков (0-1), (1-2) и т.д. оси абсцисс.

ДИАГРАММА АНАЛОГОВ УСКОРЕНИЙ

Построение диаграммы $S'' = f(\varphi)$ проводится графическим дифференцированием предыдущей диаграммы аналогов скоростей $S' = f(\varphi)$ в аналогичной последовательности в соответствие с п. 2 .. п. 4, но со следующим отличием:

– Первым рассматривается участок (b'-c') диаграммы $S' = f(\varphi)$, соответственно первая точка построения - точка **d** диаграммы $S'' = f(\varphi)$ располагается, как и последующие точки, над точками деления 0, 1, 2, 3 и т.д. оси абсцисс.

– Последняя точка диаграммы размещается на одной вертикали, проходящей через точку 11.

– Для определения значений аналогов ускорений в нулевом и двенадцатом положениях на диаграмме $S' = f(\varphi)$ справа от точки 12 оси абсцисс строим начало цикла этой диаграммы: для этого справа от точки 12 на расстоянии $(12-g) = (0-a)$ обозначаем точку **g**. На вертикали, проведенной из нее, откладываем ординату $u_a - (g-m) = (a-b')$.

– Через точки **f** и **m** проводим луч III. Параллельно переносим его в полюс **P** и проводим луч III' до пересечения с осью ординат в точке **n**, соответствующей значению аналога ускорения в нулевом положении.

Значение аналога ускорения в двенадцатом положении равно значению выше рассмотренному для нулевого положения.

Точки построения соединяем плавной кривой. Рассчитываем аналоги ускорения кривой в каждом i -ом положении

$$S'' = y_{S_i}'' \cdot \mu_S, \quad [M] \quad (3.67)$$

Примечания:

1. Рассчитать линейные скорости точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов скоростей (в данном случае V_{E_5}) согласно формулам (3.50) и (3.59) для двенадцати положений механизма.

2. Рассчитать линейные ускорения точки, принадлежащей выходному звену механизма, используя диаграмму аналогов ускорений (в данном случае a_{E_5}) согласно формулам (3.53) и (3.67) для тех положений, планы аналогов ускорений или планы ускорений уже построены на листе проекта.

3. Все вычисленные по п.п. 1 и 2 величины линейных скоростей и ускорений сравниваем с соответствующими величинами, ранее найденными из планов скоростей и ускорений согласно формулам (3.21) и (3.45).

Отклонения результатов расчетов между действительными кинематическими параметрами оценить по формуле:

$$\Delta, \% = \left| \frac{(D-A)}{D} \right| \cdot 100\%$$

где $\Delta, \%$ – отклонения (погрешность) расчетов;

D - линейная скорость или ускорение, вычисленные с помощью планов скоростей и ускорений;

A – скорость или ускорение, вычисленные с помощью кинематических диаграмм.

4. Допускаемая погрешность в расчете линейных скоростей до 3 .. 5 %; в расчете линейных ускорений – до 7 .. 8 %.

Результаты расчетов кинематических характеристик свести в таблицу, разместив ее в пояснительной записке.

Практическое занятие № 12,13

Кинематика зубчатых передач

Практическое занятие № 14,15

Изучение конструкции редукторов

Практическое занятие № 16,17

Изучение подшипников качения

Практическое занятие № 18

Тема «Выбор электродвигателя. Кинематический расчёт. Определение вращающих моментов на валах».

Цель: 1. Научить кинематическому расчёту привода.

2. Рассмотреть три случая задания исходных данных.
3. Определение требуемой мощности для трёх случаев. Выбор электродвигателя.
4. Определение общего передаточного отношения.
5. Определение общего КПД.
6. Определение мощностей на валах.
7. Определение угловых скоростей (частот вращения на валах).
8. Определение вращающих моментов на валах.

Вопросы:

1. Что такое КПД?
2. Что такое передаточное отношение?
3. Как находятся КПД и передаточное отношение привода, состоящее из нескольких последовательных передач вращательного движения?
4. Что такое окружная сила? Её роль.
5. Связь между моментом вращающим, мощностью и частотой вращения.
6. Основная энергетическая характеристика передачи?
7. Основная кинематическая характеристика привода.

3 Методические указания (рекомендации)

3.1 Методические указания для преподавателей

Дисциплина «Основы конструирования и проектирования» относится к циклу общепрофессиональных дисциплин, региональная компонента. Для изучения дисциплины предусмотрена аудиторная и самостоятельная формы работы.

В пунктах 4 и 6 рабочей программы приведены формы текущего, итогового контроля и форма самостоятельной работы. К аудиторным видам работы относятся лекции и лабораторные занятия.

На лекциях излагается основной материал по темам дисциплины. Подготовка лекции непосредственно начинается с разработки структуры рабочего лекционного курса по конкретной дисциплине. Количество лекций определяется с учетом общего количества часов, отведенных для лекционной работы.

Структура лекционного курса обычно включает в себя вступительную, основную и заключительную части. После определения структуры лекционного курса по темам можно приступить к подготовке той или иной конкретной лекции.

Методика работы над лекцией предполагает примерно следующие этапы:

- выяснение того, что и в каком объеме было изучено студентами ранее по родственным дисциплинам;
- определение места изучаемой дисциплины в учебном процессе подготовки специалиста;
- отбор материала для лекции;
- определение объема и содержания лекции;
- выбор последовательности и логики изложения, составление плана лекции;
- подбор иллюстративного материала;
- выработка манеры чтения лекции.

Отбор материала для лекции определяется ее темой. Следует тщательно ознакомиться с содержанием темы в базовой учебной литературе, которой пользуются студенты. Выяснить, какие аспекты изучаемой проблемы хорошо изложены, какие данные устарели и требуют корректировки. Следует определить вопросы, выносимые на лекцию, обдумать обобщения, которые необходимо сделать, выделить спорные взгляды и четко сформировать свою точку зрения на них.

Определение объема и содержания лекции – ещё один важный этап подготовки лекции, определяющий темп изложения материала. Это обусловлено ограниченностью временных рамок, определяющих учебные часы на каждую дисциплину. Не рекомендуется идти по пути планирования чтения на лекциях всего предусмотренного программой материала в ущерб полноте изложения основных вопросов. Лекция должна содержать столько информации, сколько может быть усвоено аудиторией в отведенное время. Лекцию нужно разгружать от части материала, переносить его на самостоятельное изучение. Самостоятельно изученный студентами материал, наряду с лекционным, выносится на экзамен. Если лекция будет прекрасно подготовлена, но перегружена фактическим (статистическим, и т.п.) материалом, то она будет малоэффективной и не достигнет поставленной цели.

Кроме того, при выборе объема лекции необходимо учитывать возможность «среднего» студента записать ту информацию, которую он должен обязательно усвоить. Приступая к решению вопроса об объеме и содержании лекции, следует учитывать ряд особенных, специфических черт этого вида занятия, в том числе и дидактическую характеристику лекции. Лекция входит органичной частью в систему учебных занятий и должна быть содержательно увязана с их комплексом, с характером учебной дисциплины, а также с образовательными возможностями других форм обучения.

Содержание лекции должно отвечать ряду дидактических принципов. Основными из них являются: целостность, научность, доступность, систематичность и наглядность.

После определения объёма и содержания лекции, необходимо с современных позиций проанализировать состояние проблемы, изложенной в учебных материалах, и составить расширенный план лекции.

Основные этапы планирования и подготовки занятий:

- Разработка системы занятий по теме или разделу.
- Определение задач и целей занятия.
- Определение оптимального объема учебного материала, расчленение на ряд законченных в смысловом отношении блоков, частей.
- Разработка структуры занятия, определение его типа и методов обучения.
- Нахождение связей данного материала с другими дисциплинами и использование этих связей при изучении нового материала.
- Подбор дидактических средств (фильмов, карточек, плакатов, схем, вспомогательной литературы).
- Определение форм и методов контроля знаний студентов.
- Определение самостоятельной работы по данной теме.

В учебном плане по каждой дисциплине имеется графа «Самостоятельная работа» с указанием количества часов, отведенных на эту работу. В рабочей программе дисциплины предусмотрен раздел «Самостоятельная работа», в котором должны быть изложены:

1. Количество часов, выделенных в учебном плане на самостоятельную работу.
2. Число заданий на самостоятельную работу, которое студент должен выполнить в процессе изучения дисциплины.
3. Краткое содержание каждого задания.
4. Сроки и формы промежуточного контроля по выполненным заданиям.

Все виды самостоятельной работы, предусмотренные в рабочей программе по каждой дисциплине, должны быть обеспечены методическими указаниями, являющимися неотъемлемой частью методического обеспечения читаемой дисциплины.

В ходе самостоятельной работы студент осваивает теоретический материал по дисциплине (освоение лекционного курса, а также освоение отдельных тем), закрепляет знание теоретического материала подготовка и выполнение работ по физическому практикуму и выполнение расчетно-графических работ.

К видам самостоятельной работы в пределах данной дисциплины относятся:

- 1) написание конспектов по темам,
- 2) подготовка к контролирующему тесту по модулю,
- 3) подготовка к лабораторным работам,
- 4) подготовка к зачёту по дисциплине.

Перед выдачей заданий на самостоятельную работу преподаватель читает вводную лекцию, в которой излагаются:

1. Тема задания, алгоритм его выполнения.
2. Перечень литературы, необходимой для выполнения задания.
3. Комплекс задач, которые студент обязан решить.
4. Порядок текущего контроля за выполнением самостоятельной работы.
5. Краткое содержание методических указаний по выполнению самостоятельной работы и место, где можно получить эти методические указания.
6. Форма представления выполненного варианта задания.
7. Методика контроля по выполненному заданию .

Критериями оценки результатов работы студентов в течение студента являются: уровень освоения студентом учебного материала, умения студента использовать теоретические знания при выполнении практических задач, обосновать четкость изложения ответов. По окончании курса студенты обязаны сдать зачет. Сроки проведения итогового контроля устанавливается графиком учебного процесса. При проведении итогового

контроля по дисциплине преподаватель должен оценить уровень сформированности у студентов умений и навыков при освоении программы дисциплины.

3.2 Методические указания для студентов

В процессе изучения лекционного материала рекомендуется использовать не только опорные конспекты, но и учебники и учебные пособия. Перед каждой лекцией рекомендуется просмотреть материал по предыдущей лекции.

по работе необходимо представить преподавателю оформленный отчет со всеми необходимыми расчетами, таблицами и рисунками и защитить его в ходе последующего

собеседования. Для получения зачета студент представляет преподавателю оформленный отчет.

7. Если студент не выполнил

лабораторную работу, то на следующем занятии он выполняет следующую по графику работу. Пропущенную работу можно выполнить в течение семестра, предварительно получив допуск у преподавателя.

8. Следует своевременно сдавать выполненные работы: не допускается выполнение следующей работы при наличии двух выполненных, но не зачтенных работ.

3.3 Методические рекомендации по самостоятельной работе студентов

Самостоятельная работа студентов – это процесс активного, целенаправленного приобретения студентом новых для него знаний и умений без непосредственного участия преподавателей. Самостоятельная работа сопровождается эффективным контролем и оценкой ее результатов.

Предметно и содержательно самостоятельная работа определяется государственным образовательным стандартом, действующим учебным планом, рабочей программой дисциплины, средствами обеспечения самостоятельной работы.

Самостоятельная работа – это важнейшая часть любого образования. Для студента она начинается с первых дней учебы в высшем учебном заведении. Это работа, которую за него никто не в состоянии выполнить и обязанность преподавателя – научить студента самостоятельно трудиться, самостоятельно пополнять запас знаний.

Для успешной самостоятельной работы студент должен планировать свое время и за основу рекомендуется брать рабочую программу учебной дисциплины.

Самостоятельная работа студента при подготовке и изучению лекционного материала.

После прослушивания лекции необходимо проработать и осмыслить полученный материал. Умение слушать, творчески воспринимать излагаемый материал – это необходимое условие для его понимания. Внимательное слушание требует умственного напряжения, волевых усилий. В процессе лекционного занятия необходимо выделять важные моменты, выводы, анализировать основные положения. Если при изложении материала преподавателем создана проблемная ситуация, пытаться предугадать дальнейший ход рассуждений. Это способствует лучшему усвоению материала лекции и облегчает запоминание отдельных выводов. Из сказанного следует, что для более прочного усвоения знаний лекцию необходимо конспектировать.

Конспект лекций должен быть в отдельной тетради. Не надо стремиться подробно слово в слово записывать всю лекцию. Конспектировать необходимо только самое важное в рассматриваемом параграфе: формулировки определений и законов, выводы, то есть то, что старается выделить лектор, на чем акцентирует внимание

студентов. Необходимо отфильтровывать и сжимать подаваемый материал. Более подробно записывать основную информацию и кратко – дополнительную. Не нужно просить лектора несколько раз повторять одну и ту же фразу для того, чтобы успеть записать. По возможности записи вести своими словами, своими формулировками. Лекция не должна превращаться в своеобразный урок-диктант. Поскольку в этом случае студент не учится мыслить и анализировать услышанное, и лекция превращается в механический процесс.

Тетрадь для конспекта лекций также требует особого внимания. Ее нужно сделать удобной, практичной и полезной, ведь именно она является основным информативным источником при подготовке к различным отчетным занятиям, зачетам, экзаменам. Целесообразно отделить поля, где можно бы изложить свои мысли, вопросы, появившиеся в ходе лекции. Полезно одну из страниц оставлять свободной. Она потребуется потом, при самостоятельной подготовке. Сюда можно будет занести дополнительную информацию по данной теме, полученную из других источников: чертежи и рисунки, схемы и графики, цитаты и биографии выдающихся ученых и т.д. Таким образом, на лекции студент должен совместить два момента: внимательно слушать лектора, прикладывая максимум усилий для понимания излагаемого материала и одновременно вести его осмысленную запись.

Рабочей программой дисциплины предусматривается самостоятельное изучение определенных тем, приведенных в пункте 9.2, и их конспектирование. При составлении конспектов можно пользоваться теми же принципами, что при написании лектора. Не нужно полнотекстовое копирование, научитесь в процессе конспектирования разбивать текст на смысловые части и заменять их содержание короткими фразами и формулировками.

Самостоятельная работа студента при подготовке к контролирующим тестам, зачету.

В высшей школе студент должен прежде всего сформировать потребность в знаниях и научиться учиться, приобрести навыки самостоятельной работы, необходимые для непрерывного самосовершенствования, развития профессиональных и интеллектуальных способностей.

К формам учета знаний по дисциплине «Материаловедение и технология конструкционных материалов» кроме зачета, рабочей программой предусмотрены также контролирующие тесты по модулям.

Согласно рабочей программе по дисциплине контролирующий тест проводится по темам соответствующих модулей. В каждом тестовом задании от 7 до 10 заданий. Цель тестирования - способствовать повышению эффективности обучения учащихся, выявить уровень усвоенных теоретических знаний, выявить практические умения и аналитические способности студентов. Тест позволяет определить, какой уровень усвоения знаний у того или иного учащегося, т.е. определить пробелы в обучении. А на основе этого идет коррекция процесса обучения и планируются последующие этапы учебного процесса. При подготовке к контролирующему тесту необходимо повторить теоретический материал по определенным темам.

Зачет – форма итоговой проверки и оценки полноты и прочности знаний студентов, а также сформированности умений и навыков; проводится в виде собеседования по важнейшим вопросам каждого раздела изученного курса или по курсу в целом в индивидуальном порядке. Может проводиться с применением тестирования.

Основная цель подготовки к зачету — достичь понимания материала, а не только механически заучить материал. Но все же довольно много вещей придется просто выучить. При этом следует учитывать индивидуальные особенности. К примеру, если у студента зрительный тип памяти, тогда следует уделить особое внимание внешней форме

краткого конспекта — недопустим небрежный, неразборчивый, мелкий почерк. Формулы должны быть отделены от текста некоторым пространством, чтобы «бросаться в глаза» сразу. Конечно, аккуратный конспект потребует несколько большего времени, но в итоге время на заучивание сократится, что позволит эффективнее подготовиться к зачету. Если у студента слуховой тип памяти, следует проговаривать наиболее важную часть материала, возможно даже использовать магнитофон для подготовки. Если же преобладающим является моторный тип памяти, то конспект нужно переписать несколько раз, причем каждый раз надо вычеркивать то, что уже выучено достаточно хорошо, оставляя для переписывания только самое необходимое для запоминания.

4. Итоговый контроль знаний.

Итоговым контролем знаний в 3 семестре является экзамен, который проводится по билетам установленного порядка; в 4 семестре итоговым контролем является защита курсового проекта.

5. Интерактивные технологии и инновационные методы, используемые в образовательном процессе.

При чтении лекций по дисциплине «Основы конструирования и проектирования» используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция», а при определенных темах «Лекция-визуализация».

При выполнении работ используются следующий прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: задание студентам для подготовки к выполнению лабораторной работы имитирующей реальное событие; обсуждение с преподавателем цели работы и хода выполнения ее выполнения; обсуждение и анализ полученных результатов; обсуждение теоретических положений, справедливость которых была установлена в процессе выполнения лабораторной работы.