

*Э.П. Левченко, О.А. Левченко*

*Э.П. Левченко, О.А. Левченко*

***ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ  
И ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ  
(ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН  
И ДЕТАЛЕЙ МАШИН)***

*Учебное пособие*

*Учебное пособие*

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ  
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Э.П. Левченко, О.А. Левченко

**ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ  
И ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ  
(ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН И ДЕТАЛЕЙ МАШИН)**

Учебное пособие

*Рекомендовано Ученым советом ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ»*

**Алчевск  
2017**

**УДК 531.8 : 621.01 (075.8)**

**ББК К412я7**

**Л 38**

**Левченко Эдуард Петрович** — кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск);

**Левченко Оксана Александровна** — кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск).

***Рецензенты:***

*В. А. Витренко* — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ЛНР Луганского национального университета им. В. Даля (г. Луганск);

*Ю. А. Харламов* — доктор технических наук, профессор кафедры машин металлургического комплекса ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск);

*А. М. Зинченко* — кандидат экономических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии и организации машиностроительного производства ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ» (г. Алчевск).

*Рекомендовано Ученым советом ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ»  
(Протокол № 9 от 28.04.2017)*

**Левченко Э. П.**

**Л 38**

**Основные положения и рекомендации по изучению прикладной механики и основ конструирования (теории механизмов и машин и деталей машин) : учеб. пособ. / Э. П. Левченко, О. А. Левченко. — Алчевск : ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ», 2017. — 169 с.**

В учебном пособии приведены рекомендации, касающиеся изучения базовых понятий основных механизмов и деталей машин, вопросов их проектирования, технологичности, точности и надежности, динамики, экспериментальных исследований, машин автоматического действия, логических элементов машин-автоматов, промышленных роботов и манипуляторов, подъемно-транспортного оборудования. Приведены основные типы задач для практического решения, рекомендации к их выполнению и примеры решения.

Предназначено для облегчения работы студентов, в основном самостоятельно изучающих дисциплину на заочной или дистанционной форме обучения.

УДК 531.8 : 621.01 (075.8)  
ББК К412я7

© ГОУВПО ЛНР «ДонГТУ», 2017

© Э. П. Левченко, О. А. Левченко, 2017

© Н. В. Чернышова, художественное оформление обложки, 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
<b>1 ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ДЕТАЛИ МАШИН .....</b>	<b>6</b>
1.1 Основные понятия и определения .....	6
1.2 Основные виды механизмов и деталей машин .....	8
<b>2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ .....</b>	<b>11</b>
2.1 Рычажные механизмы .....	11
2.2 Задачи кинематического анализа рычажных механизмов .....	11
2.3 Синтез и оптимизация механизмов .....	12
2.4 Кулачковые механизмы .....	15
2.5 Зубчатые передачи .....	17
2.6 Передачи трением .....	23
2.7 Цепные передачи .....	29
2.8 Гидравлические и пневматические передачи .....	31
<b>3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН .....</b>	<b>36</b>
3.1 Валы и оси .....	36
3.2 Подшипники .....	38
3.2.1 Подшипники качения .....	38
3.2.2 Подшипники скольжения .....	42
3.2.3 Смазывание подшипников .....	43
3.3 Соединения деталей машин .....	45
3.3.1 Неразъемные соединения .....	45
3.3.2 Разъемные соединения .....	52
<b>4 ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ, ТОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН .....</b>	<b>64</b>
4.1 Технологичность .....	64
4.2 Точность .....	68
4.3 Надежность .....	70
4.4 Проектирование и конструирование .....	76
4.5 Системы автоматического проектирования (САПР) .....	86
<b>5 ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ .....</b>	<b>78</b>
5.1 Динамический анализ механизмов .....	78
5.2 Режимы работы и коэффициент полезного действия (к.п.д.) механизмов .....	79

<b>6 УРАВНОВЕШИВАНИЕ И ВИБРОЗАЩИТА МАШИН</b>	82
6.1 Колебания механических систем	82
6.2 Виброзащита механических систем	83
<b>7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ</b>	86
<b>8 МАШИНЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ</b>	88
8.1 Основные понятия	88
8.2 Системы управления машинами и механизмами	89
<b>9 ЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ МАШИН-АВТОМАТОВ</b>	91
9.1 Логические элементы	91
9.2 Логические функции	91
9.3 Системы управления	93
<b>10 ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ И МАНИПУЛЯТОРЫ</b>	94
10.1 Основная терминология	94
10.2 Перемещения звеньев промышленных роботов	95
10.3 Поколения промышленных роботов	96
<b>11 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ</b>	98
11.1 Основные виды грузоподъемных машин	98
11.2 Транспортирующие машины	98
<b>12 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ</b>	100
12.1 Задание 1. Структурный анализ манипулятора пространственного механизма промышленного робота	101
12.2 Задание 2. Геометрический и динамический синтез механизмов	103
12.3 Задание 3. Проектный расчет зубчатых передач	113
12.4 Задание 4. Неразъемные и разъемные соединения	120
<b>13 ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ</b>	128
13.1 Задание 1. Структурный анализ манипулятора пространственного механизма промышленного робота	128
13.2 Задание 2. Геометрический и динамический синтез механизмов	129
13.3 Задание 3. Проектный расчет зубчатых передач	131
13.4 Задание 4. Сварные соединения	139
Перечень ссылок	141
Приложение — Тесты для проверки знаний	143

## ВВЕДЕНИЕ

Целью учебного пособия является оптимизация работы студентов при изучении теоретических сведений и выполнении практических расчетов по прикладной механике (теории механизмов и машин и деталей машин), а следовательно, получение необходимых знаний и навыков для постановки и решения инженерных задач в практической деятельности для успешного освоения последующих профессиональных дисциплин.

Современный устойчивый уровень развития техники и технологий невозможен без создания точных приводов для различных устройств. В обобщенном виде привод состоит из источника его движения, механизма, передающего или преобразующего параметры движения, и аппаратуры управления, где источником движения выступают различные по принципу действия двигатели: тепловые, электрические, гидравлические, пневматические, пружинные и др.

В дисциплине «Прикладная механика и основы конструирования» рассматриваются основные вопросы деталей машин и основ конструирования, а также теории механизмов и машин, без знаний которых невозможно как успешное создание новых машин, так и эксплуатация имеющегося производственного парка оборудования.

Для освоения дисциплины «Прикладная механика и основы конструирования» необходимы знания физики, теоретической механики, математики, материаловедения и инженерной графики.

В учебном пособии приведены отдельные вопросы и рекомендации по курсу в объеме, достаточном для выполнения практических работ для студентов, в основном, занимающихся в режиме самостоятельного получения знаний по курсу «Прикладная механика». Пособие может быть использовано студентами в качестве дополнительного источника при изучении данной учебной дисциплины.

Обучающиеся после изучения дисциплины «Прикладная механика» должны знать основные положения теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов и деталей машин в объеме, достаточном для самостоятельного решения задач по расчету и проектированию деталей и узлов машин общего назначения.

# 1 ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ДЕТАЛИ МАШИН

## 1.1 Основные понятия и определения

К основным понятиям курса относятся: машина, механизм, звено, кинематическая пара, кинематическая цепь.

*Машина* это устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического труда человека. В зависимости от основного назначения различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины.

*Механизмом* называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других твердых тел.

*Звено* это твердое тело, входящее в состав механизма. Оно может состоять из одной или нескольких неподвижно соединенных деталей.


















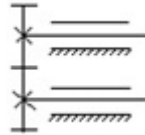
*Кинематическая пара* это соединение двух звеньев, являющихся взаимосокасающимися, допускающее их относительное движение (подвижное соединение двух звеньев). Кинематические пары классифицируют по числу степеней свободы или по числу условий связи (табл. 1.1). В зависимости от вида элементов кинематических пар они подразделяются на высшие и низшие.

*Кинематическая цепь* это система звеньев, образующих между собой кинематические пары. Различают замкнутые и незамкнутые кинематические цепи. Если известные ранее механизмы представляли собой замкнутые кинематические цепи, то некоторые современные механизмы (механизмы манипуляторов промышленных роботов) образованы из незамкнутых кинематических цепей.

*Стойка* это неподвижное (или, принимаемое за неподвижное) звено, имеющееся в каждом механизме.

Из неподвижных звеньев выделяют входные и выходные. Входному звену задается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, называется выходным (иначе соответствующие звенья имеют названия — ведущее и ведомое звенья).

Таблица 1.1 – Виды кинематический пар и их свойства

Эскиз	Условное обозначение	Название пары	Класс пары	Способ контакта	Способ замыкания
		Вращательная	V	По площади	Геометрическое
		Поступательная	V	По площади	Геометрическое
		Винтовая	V	По площади	Геометрическое
		Цилиндрическая	IV	По площади	Геометрическое
		Сферическая	III	По площади	Геометрическое
		Сферическая с пальцем	IV	По площади	Геометрическое
		Цилиндр-плоскость	II	Линейный	Силовое
		Шар-плоскость	I	Точечный	Силовое
		Зубчатая	IV	Линейный	Силовое

Положения всех звеньев механизма, определяется некоторым числом независимых величин, называемых обобщенными координатами механизма. Число обобщенных координат равняется числу его степеней свободы (подвижности). Число степеней свободы пространственных механизмов определяется по формуле Сомова-Малышева:

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

где  $n$  — число подвижных звеньев;

$p_5$  — количество кинематических пар V класса;

$p_4$  — количество кинематических пар IV класса;

$p_3$  — количество кинематических пар III класса;



$p_2$  — количество кинематических пар II класса;

$p_1$  — количество кинематических пар I класса.

Число степеней свободы плоских механизмов определяется по формуле Чебышева:

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

## 1.2 Основные виды механизмов и деталей машин

Механизмы подразделяются на плоские и пространственные. *Плоским* называется механизм, все подвижные звенья которого совершают движения параллельные одной и той же неподвижной плоскости. К основным видам механизмов относятся: рычажные, кулачковые, зубчатые, фрикционные, механизмы с упругими связями, гидравлические, пневматические, волновые.

Рычажными называют механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары. Они могут обеспечивать передачу значительных сил, так как в кинематических парах звенья касаются к поверхностям. Из рассмотрения ограниченного числа видов низших кинематических пар многие важные законы преобразования движения звеньев не могут быть получены с помощью рычажных механизмов. В этом плане значительно большими возможностями обладают механизмы с высшими кинематическими парами, которые, однако, являются менее износостойкими, чем низшие. В системах управления широко применяются кулачковые механизмы. Кулачковый механизм состоит из кулачка, толкателя и стойки. Кулачок — это звено, которому принадлежит элемент высшей пары. Разнообразные формы, которые можно придать кулачку, определяют разновидность возможных преобразований движения. Одна из особенностей кулачковых механизмов в том, что он может обеспечивать движение выходного звена с остановками, за конечный отрезок времени, при непрерывном движении входного звена.

Для передачи вращательного движения, с изменением угловой скорости вращения, применяются зубчатые, фрикционные, ременные и цепные передачи. В зубчатых механизмах передача вращательного движения происходит за счет взаимодействия зубьев (выступов) колес, входящих в зацепление друг с другом. Во фрикционных механизмах пе-

редача вращательного движения осуществляется за счет сил трения, между касающимися звеньями.

В цепных и ременных передачах вращающиеся звенья соединяются, соответственно, с помощью цепей или ремней. Они используются при значительных расстояниях между осями вращающихся звеньев.

В гидравлических механизмах преобразование движения происходит с помощью твердых и жидких тел, а в пневматических — с помощью твердых и газообразных тел.

Действие волновых механизмов основано на деформации отдельных звеньев. С помощью волновых зубчатых передач вращательное движение может быть передано через герметичную стенку.

Вращающиеся звенья в механизмах закрепляются на валах и осях. Опоры валов и вращающихся осей называются подшипниками, которые в зависимости от рода трения в них подразделяются на подшипники скольжения и качения. Для передачи вращательного момента между валами, концы которых подходят друг к другу вплотную или разведены на незначительное расстояние, применяются муфты.

Упругие элементы применяются в машинах для создания постоянной силы притяжения, виброизоляции и амортизации, аккумуляирования энергии, измерения сил.

Отдельные детали, образующие звенья, скреплены между собой с помощью соединений, которые могут быть разъемными (резьбовые, штифтовые, шпоночные, с натягом) и неразъемными (заклепочные, сварные). К неразъемным относятся те соединения, которые можно разобрать только после их полного или частичного повреждения.

### *Вопросы для самоконтроля*

1. Приведите определение машины, механизма, звена, кинематической пары, кинематической цепи, входного и выходного звена.

2. Назовите основные плоские кинематические пары. По каким признакам кинематические пары делятся на классы, на высшие и низшие кинематические пары?

3. Какие преимущества и недостатки высших и низших кинематических пар?

4. В каких механизмах используются незамкнутые кинематические цепи?

5. Разъясните физический смысл коэффициентов в формулах для определения степеней свободы механизма.

6. Можно ли в механизме с одной степенью свободы заменить положения звеньев механизма не изменяя положения входного звена?

7. Какие механизмы относятся к шарнирно-рычажным механизмам?

8. С помощью каких механизмов происходит передача вращательного движения?

9. Какова особенность кулачковых механизмов?

10. В чем заключается отличие гидравлических и пневматических механизмов от механизмов с твердыми звеньями?

## 2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

### 2.1 Рычажные механизмы

*Рычажные механизмы* используют в качестве передаточных механизмов, воспроизводящим заданную функциональную зависимость между перемещением входных и выходных звеньев направляющих механизмов, в которых траектория некоторой точки звена, входящего в кинематические пары с подвижными звеньями, точно совпадает с заданной кривой на определенном участке. *Рычажные механизмы* часто используются для перемещения некоторого объекта из одного положения в другое. В последние годы находят широкое применение рычажные механизмы, выходное звено которых совершает поворотное движение с остановками конечной продолжительности в крайних положениях.

Механизмы, в состав которых входят только вращательные кинематические пары, называют *шарнирными*. Если в шарнирном четырехзвеннике заменить одну или две вращательные кинематические пары на поступательные, можно получить: *кривошипно-ползунный*, *кулисный*, *синусный*, *тангенсный механизмы* и *механизм эллипсографа*.

### 2.2 Задачи кинематического анализа рычажных механизмов

*Задачами* кинематического анализа рычажных механизмов являются: определение положений звеньев, траекторий отдельных точек звеньев, их скорости и ускорения. Для решения задач используются аналитические и графические методы.

Одним из общих аналитических методов решения задачи о положениях звеньев механизма является метод преобразования координат, когда при переходе от одного звена к другому составляются уравнения преобразования координат одной и той же точки. Использование этих уравнений позволяет перейти от известных координат точки к искомым координатам на любой точке звена. При этом система уравнений для определения координат является линейной.

Для решения задачи кинематического анализа механизмов, образованных из замкнутых кинематических цепей, как правило, для определения положений звеньев решается система нелинейных уравнений.

Среди общих аналитических методов кинематического анализа механизмов существует метод замкнутого векторного контура. Задача аналитического определения скоростей и ускорений решается дифференцированием по времени уравнений определения положений звеньев, когда образуется система линейных уравнений относительно искомых величин.

Более просто, но с меньшей точностью задачи кинематического анализа решаются графическим способом. Положения звеньев механизма находятся с помощью простейших построений. Скорости и ускорения могут быть определены методом кинематических диаграмм с применением графического дифференцирования. Достаточно простым и точным является метод планов скоростей и ускорений. Он основан на графическом решении векторных уравнений, составленных для определения искомых скоростей (ускорений). Составление векторных уравнений связано с использованием уравнений двух типов: одного, связывающего скорости (ускорения) двух точек, принадлежащих одному звену, и другого, связывающего скорости (ускорения) двух точек, совпадающих в данный момент, но принадлежащих разным звеньям поступательной пары.

### **2.3 Синтез и оптимизация механизмов**

Выбор не заданных размеров рычажных механизмов происходит по заданным условиям их работы расчетным или графическим путем. С помощью элементарных построений решается задача *синтеза* по двум или трем положениям шатуна. В первом случае, при *синтезе* учитывается дополнительное условие, накладываемое на углы давления, определяющие значения, которые должны быть меньше допустимых. С помощью метода обращения движения задача синтеза по положениям шатуна сводится к задаче синтеза по двум или трем положениям, попарно вращающихся звеньев. При невысокой требуемой точности воспроизведения заданной траектории, синтез направляющего механизма может быть выполнен методом графического поиска, при котором строится множество траекторий, а из них выбирается наиболее близкая к заданной.

Задачи синтеза направляющих и передаточных механизмов могут решаться с помощью методов многопараметрической оптимизации или методом приближения функций. При этом, основные условия синтеза (основные условия, которым должен отвечать образуемый механизм)

записываются в виде целевой функции, минимум которой определяет оптимальные параметры механизма.

Оптимизация при большом числе параметров всегда выполняется с помощью ПЭВМ и сводится к методам поиска комбинаций параметров синтеза. Методы многопараметрической оптимизации можно свести в три группы: случайный поиск, направленный поиск и комбинированный поиск. Если направленный поиск, обычно, приводит к локальному минимуму, то для поиска глобального минимума более подходит случайный или комбинированный поиск.

Методы многопараметрической оптимизации, с применением ПЭВМ, дают количественные решения любой задачи синтеза механизмов, но не дают, как правило, возможности проводить качественный анализ ожидаемых результатов. Такой анализ допускает метод синтеза, основанный на теории приближения функций. В отличие от методов оптимизации теория приближения функций дает возможность найти значения искомых параметров синтеза не путем поиска, а непосредственно из системы уравнений. При данном методе заданная функция заменяется приближенной, мало отличающейся от заданной. Параметры механизма находятся из условий минимизации отклонения функции, приближающихся к заданным. Метод вычисления поисковых параметров зависит от вида используемого приближения, интерполирования, квадратичного приближения, наилучшего приближения.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. Какие механизмы относятся к передаточным, направляющим?
2. Можно ли с помощью рычажных механизмов получить движение выходного звена с остановками конечной продолжительности?
3. В каком случае шарнирный четырехзвенник будет кривошипно-коромысловым, а в каком — двухкривошипным?
4. Сформулируйте задачи и назовите методы кинематического анализа рычажных механизмов.
5. Постройте планы положений кривошипно-ползунного механизма, шарнирного четырехзвенника и кулисного механизма в крайних положениях выходного звена.

6. Оцените влияние эксцентриситета на ход ползуна кривошипно-ползунного механизма, а также на угол поворота кривошипа при прямом и обратном ходе ползуна.

7. Как получить диаграмму скорости по известной диаграмме перемещений?

8. Какое соотношение между функцией и ее производной в характерных точках их кривых; экстремумах, точках пересечения и точках нулевых значений.

9. Постройте план скоростей и план ускорений для шарнирного четырехзвенника, кулисного механизма. Запишите формулы для вычисления угловой скорости и углового ускорения. Определите их направления.

10. Как следует определять скорость (ускорение) третьей точки звена при известных векторах скоростей (ускорений) двух точек звена, используя свойства схожести.

11. Для решения каких задач используется метод преобразования координат?

12. По аналитическим выражениям для перемещений, скоростей и ускорений ползуна, в кривошипно-ползунном механизме, найдите, какие члены выражений уменьшаются с увеличением длины шатуна и к каким тригонометрическим функциям приближаются законы изменения перемещений, скоростей и ускорений.

13. Какие механизмы проектируют по заданному коэффициенту изменения средней скорости выходного звена?

14. Какие условия могут быть дополнительными при синтезе рычажных механизмов?

15. Что такое целевая функция?

16. Какие методы многопараметрической оптимизации обеспечивают нахождение глобального минимума целевой функции?

17. В чем преимущества метода приближения функций по сравнению с методом многопараметрической оптимизации при синтезе механизмов?

18. С какой целью используют при синтезе взвешенную разницу?

## 2.4 Кулачковые механизмы

*Кулачковые механизмы* различают по виду кулачка, характеру движения входного и выходного звеньев, по виду элемента высшей кинематической пары на звене, соприкасающимся с кулачком (плоскость, цилиндрическая поверхность ролика, сферическая поверхность и т. д.), по способу замыкания высшей кинематической пары.

Цикл движения выходного звена *кулачкового механизма* разделяется обычно на четыре фазы; подъем, верхний выстой, опускание, нижний выстой. Углы поворота кулачка, характеризующие длину каждой фазы, определяются условиями технологического процесса и условиями согласованной работы отдельных механизмов одной и той же машины. На участках подъема и опускания обычно заданы только полные перемещения выходного звена и время его перемещения на эту величину. Поэтому, при выборе закона движения могут учитываться разные дополнительные условия.

Все законы движения, удовлетворяющие одним и тем же граничным условиям, сравнивают по многим безразмерным коэффициентам, выражающим ту или иную кинематическую или динамическую характеристику.

Движение выходного звена кулачкового механизма, с принятым законом движения, обеспечивается выбором соответствующей формы профиля кулачка (сечения поверхности кулачка плоскостью, перпендикулярной оси вращения). Искомый профиль кулачка, как правило, вычисляется по точкам, для чего может быть использована ПЭВМ. Формулы для расчета получают, используя метод обращения движения. Для контроля вычислений и предварительного определения формы кулачка, и некоторых характеристик механизма, используют графическое построения профиля.

Основные размеры (начальный радиус, смещение, межосевое расстояние и др.) кулачкового механизма определяют графически из условий ограничения углов давления или условий выпуклости кулачка (для механизма с плоским толкателем). Увеличение угла давления приводит к уменьшению коэффициента полезного действия механизма.

К основным размерам кулачковых механизмов, некоторых схем, относится радиус ролика, которым оснащено выходное звено. Величина радиуса ролика выбирается по условиям отсутствия заострения конструктивного профиля кулачка и ограничения контактных напряжений.



Для отсутствия скольжения ролика по поверхности кулачка, необходимо использовать некоторые условия, связующие коэффициенты трения ролика по кулачку и цапфы ролика в подшипнике, радиус цапфы ролика, момент инерции ролика и его угловое ускорение, величину нормальной реакции кулачка.

На современном этапе внимание исследований в кулачковых механизмах было направлено на выбор таких законов движения выходных звеньев, которые обеспечивают минимальную величину динамических нагрузок в широком диапазоне изменения скоростей движения.

Другое направление развития теории кулачковых механизмов связано с исследованиями повышения износостойкости кулачка за счет такого выбора профиля и основных размеров механизма, при которых уменьшаются контактные нагрузки на поверхности кулачка.

Для определения контактных нагрузок необходимо знания реакций в кинематических парах. Аналитическое определение реакций в кинематических парах сводится к последовательному рассмотрению условий равновесия выходного и входного звеньев. При выполнении расчетов в систему действующих сил вводятся силы и моменты пар сил инерции.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. Начертите схемы распространенных типов плоских и пространственных кулачковых механизмов, а также типовую диаграмму движения выходного звена.

2. Как по чертежам кулачкового механизма получить диаграмму перемещений выходного звена?

3. По какому условию происходит определение начальной окружности кулачка?

4. Покажите угол давления (угол передачи) на разных типах кулачковых механизмах.

5. Как следует изменить величину радиуса начальной окружности (увеличить или уменьшить) для того, чтобы увеличить коэффициент полезного действия механизма?

6. Как изменится величина радиуса начальной окружности при увеличении аналога скорости?

7. В чем заключается явление самоторможения?

8. С помощью плана скоростей покажите, как при проектировании кулачкового механизма смена положений центра кулачка влияет на угол давления и общие размеры кулачка?

9. Как построить профиль кулачка, если известен закон перемещения выходного звена и выбрано положение центра кулачка относительно выходного звена?

10. Укажите последовательность выполнения силового анализа кулачкового механизма.

11. Какие силы учитываются при силовом анализе?

12. Какие имеются пути снижения контактных нагрузок в высшей кинематической паре кулачкового механизма?

13. Сравните кулачковые и рычажные механизмы с идентичным движением выходного звена по их преимуществам и недостаткам.

## 2.5 Зубчатые передачи

Простейшая *зубчатая передача* состоит из двух колес с зубьями, за счет которых они зацепляются между собой.

По форме колеса бывают цилиндрические, конические, эллиптические, фигурные.

Наиболее распространены зубчатые колеса круглой формы, то есть цилиндрические и конические. *Коническая зубчатая передача* осуществляет вращение между валами, геометрические оси которых пересекаются. По форме и размещению на зубчатом колесе различают прямые, косые, шевронные, круговые и другие криволинейные зубья.

Постоянность передаточного отношения зубчатой передачи обеспечивается формой профиля зубьев. Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль, так как он характеризуется простотой изготовления (методом копирования или обката). Для передач больших постоянных нагрузок часто находят применение зубчатые передачи Нувикова, имеющие косые зубья с нормальным профилем, выполненным по дугам окружностей.

При нарезании зубчатых колес, с числом зубьев эвольвентного профиля меньше некоторой величины, происходит подрезание ножек зубьев, в результате чего их прочность значительно снижается. Для ликвидации подрезания применяют зубчатые зацепления со смещением или

корректированные зубчатые передачи. Коррекция зацепления может быть высотной или угловой. Максимальные значения смещения инструмента при нарезании зубчатых колес можно определить с помощью специальных расчетных графиков, так называемых блокирующих контуров.

К основным геометрическим параметрам, характеризующим зубчатые зацепления, относятся: модуль, угол зацепления, диаметры делительной, начальной и основной окружностей, коэффициент перекрытия.

Основными причинами выхода из строя зубчатых передач являются: усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев, поломка зубьев, абразивное изнашивание, заедание зубьев. В настоящее время расчет зубчатых передач проводится по таким критериям — на поверхностную, контактную прочность и прочность по напряжениям изгиба.

Для закрытых зубчатых передач первый расчет является проектным, а второй проверочным.

Основной кинематической характеристикой зубчатой передачи является передаточное отношение или число. Передаточное число одной пары зубчатых колес ограничено некоторым максимальным значением.

Для получения больших передаточных чисел используются сложные зубчатые механизмы: ступенчатые, планетарные, волновые.

Ступенчатый зубчатый механизм представляет собой ряд последовательно подключенных зубчатых передач.

Планетарная зубчатая передача имеет зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Кроме больших передаточных чисел планетарная передача более компактна и обладает меньшей массой. Но планетарные передачи, по сравнению с обычными, требуют повышенной точности изготовления и сложнее в сборке.

Волновая передача, в кинематическом отношении, представляет собой планетарную передачу с одним гибким зубчатым колесом. Вращательное движение осуществляется от ведущего звена к ведомому благодаря волновой деформации бегущего зубчатого колеса. Преимущества волновой передачи — большие передаточные числа ( $u = 1000$ ), большая нагрузочная способность и возможность передачи движения в герметизированное пространство. Однако волновые передачи сложны по конструкции, имеют малую надежность и долговечность гибкого

зубчатого колеса, имеют значительное снижение мощности на трение и на деформацию гибкого зубчатого колеса.

Червячные передачи, по сравнению с зубчатыми передачами, могут обеспечивать значительно большие передаточные числа. Эти передачи относятся к зубчато-винтовым и состоят из червяка (винта) и зубчатого (червячного) колеса. Геометрические оси червяка и колеса могут перекрещиваться под любым углом, но обычно он составляет  $90^\circ$ .

Кроме больших передаточных чисел преимуществами червячных передач являются их компактность, плавность и бесшумность работы. Но, из-за наличия больших скоростей скольжения витков червяка по зубьям колеса, в червячной передаче происходит значительное снижение мощности на трение, так как они имеют значительно меньший коэффициент полезного действия, по сравнению с зубчатыми передачами.

Зубчатые передачи, установленные в закрытом корпусе, служащие для снижения угловой скорости и повышения крутящего момента на ведомом валу, называются редукторами. В случае необходимости регулирования скорости на выходном валу редуктора, его передаточное число можно сделать сменным, путем осевого сдвига и переспряжения некоторых зубчатых колес. Такие конструкции называются коробками передач (скоростей).

*Основные достоинства зубчатых передач:*

- а) технологичность, постоянство передаточного числа;
- б) высокая нагрузочная способность (до 50000 кВт);
- в) высокий КПД (до 0,97–0,99 для одной пары колес);
- г) малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач, при прочих равных условиях;
- д) большая надежность в работе, простота обслуживания;
- е) сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

*Основные недостатки зубчатых передач:*

- а) невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;
- б) высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- в) шум, при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;
- г) громоздкость, при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;
- д) потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;

е) высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки;

ж) нерациональное использование зубьев — в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс;

з) зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

*Классификация зубчатых передач:*

1. По назначению:
  - силовые;
  - кинематические.
2. По взаимному расположению осей колес:
  - с параллельными осями (цилиндрические);
  - с пересекающимися осями (конические);
  - со скрещивающимися осями (винтовые, гипоидные);
  - с преобразованием движения (реечные).
3. По расположению зубьев, относительно образующих колес:
  - прямозубые (продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса);
  - косозубые (продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса);
  - шевронные (зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев);
  - с круговым зубом (ось зуба выполнена по окружности, относительно образующей поверхности колеса).
4. По направлению:
  - косые зубья (правые и левые);
  - шевронные колеса (по виду шеврона бывают с непрерывным шевроном и имеющие между полушевронами канавку для выхода режущего инструмента).
5. По конструктивному оформлению:
  - открытые (бескорпусные);
  - закрытые (корпусные).

Конструктивно зубчатые передачи, большей частью, выполняют закрытыми, в общем жестком и герметичном корпусе, что обеспечивает

их высокую точность сборки и защиту от загрязнения. Лишь тихоходные передачи с колесами значительных размеров, нередко встроенные в конструкцию машины (например, в механизмах поворота подъемных кранов, столов станков), изготавливаются открытыми.

6. По быстроходности:

- особотихоходные (до 0,1 м/с);
- тихоходные (от 0,1 до 3 м/с);
- среднескоростные (от 3–15 м/с);
- быстроходные (свыше 15 м/с).

7. По числу ступеней:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

8. По виду зацепления:

– внешнее зацепление (зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса);

– внутреннее зацепление (зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса). Реечное зацепление (одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой является частным случаем внутреннего зацепления).

9. По форме профиля зуба:

– эвольвентные (рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга, а линия, описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);

– циклоидальные — рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде, а линия, описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);

– цевочные (разновидность циклоидального). Зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами — цевками;

– с круговым профилем зуба (зацепление Новикова) — рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

10. По относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:

- с неподвижными осями колес (рядовые передачи);

- с подвижными осями некоторых колес (планетарные передачи).
- 11. По жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:
  - с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);
  - с колесами, с венцом изменяющейся формы (гибким венцом).
- 12. По величине передаточного числа:
  - с передаточным числом  $u \geq 1$  — редуцирующие (редукторы — большинство зубчатых передач);
  - с передаточным числом  $u < 1$  — мультиплицирующие (мультипликаторы). Реализуемое передаточное число может быть постоянным и ступенчато-регулируемым осевым перемещением колес по валу (в коробках скоростей).

13. По точности зацепления.

Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготавливают от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовленные по шестой степени точности, используют для наиболее ответственных случаев.

14. По назначению различают:

- силовые передачи, предназначенные для передачи мощности, кинематические передачи, то есть передачи, не передающие значительной мощности, а выполняющие чисто кинематические функции.

Изучая зубчатые передачи, следует обратить внимание на определение усилий, действующих в зацеплении, так как они являются начальными для расчета валов и подбор подшипников.

*Вопросы для самоконтроля*

1. В чем заключается принцип действия зубчатой передачи?
2. Какие преимущества и недостатки зубчатых передач?
3. Какие существуют зубчатые передачи по взаимному размещению валов, видам зубьев и форме профилю зуба?
4. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?
5. Что такое модуль зацепления?
6. Как определяется начальный и делительный диаметры зубчатого колеса?
7. Что такое передача со смещением и для чего она применяется?

8. Чем ограничивается минимальное число зубьев?
9. Какие основные параметры цилиндрических и конических зубчатых передач редукторов общего назначения нормализованы госстандартами?
10. Что представляет собой зацепление Новикова?
11. Какие его преимущества и недостатки и где оно применяется?
11. Как определяется передаточное число зубчатой и червячной передач?
12. По каким причинам выходят из строя зубчатые передачи, по каким напряжениям проводится расчет зубьев на прочность?
13. Какие колеса требуют более высокой степени точности изготовления и монтажа — цилиндрические или конические? Какие колеса, при одинаковых материалах и нагрузках, быстрее выходят из строя?
14. Что называется редуктором, коробкой скоростей (передач)?
15. Что такое ступенчатая зубчатая передача?
16. Какие преимущества и недостатки планетарных передач, по сравнению с другими зубчатыми передачами?
17. Что представляет собой волновая зубчатая передача, и какие у нее преимущества?
18. Что такое червячная передача? Какие у нее преимущества и недостатки, по сравнению с зубчатой передачей?
19. Из каких материалов изготавливаются зубчатые колеса, червяк и червячные колеса?
20. Какие силы действуют в разных видах зубчатых передач и в червячной передаче?

## **2.6 Передачи трением**

*Ременная передача* состоит из бесконечного ремня, натянутого на два шкива.

В зависимости от формы поперечного сечения различают: плоские, клиновые, поликлиновые и круглые ремни. Применяются также зубчатые ремни, объединяющие в себе преимущества плоских ремней и зубчатых зацеплений.

Плоские ремни изготавливают кожаными, хлопчатобумажными (цельноткаными или шитыми), прорезиненными, шерстяными, из синтетических волокон, пластмассовой ленты (полиамидные ремни).



Клиновые ремни изготавливают таких основных конструкций: кордтканевые и кордошнуровые.

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких пластмасс и древесины. Основные размеры шкивов (диаметр, ширина обода, профиль канавок) регламентированы государственными стандартами.

В ременных передачах действуют: сила начального натяжения ремня (начальное напряжение), силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня, окружная сила (полезное напряжение), центробежные силы, вызывающие соответствующие напряжения. Кроме того, при огибании шкива в ремне возникает напряжение изгиба.

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из-за наличия силы предварительного натяжения, сила давления на вал в несколько раз больше передаваемой окружной силы, что является существенным недостатком ременных передач.

Разное натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня приводит к явлению упругого скольжения ремня на шкивах, что снижает к.п.д. передачи. Кроме затрат на скольжение в ременной передаче имеют место затраты на внутреннее трение в ремне и от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов. Обычно к.п.д. составляет 0,95-0,96, но при неблагоприятных условиях работы может снижаться до 0,85.

Основные критерии расчета ременных передач:

- 1) тяговая способность или прочность сцепления ремня со шкивом;
- 2) долговечность ремня. Если не будет выполнено первое условие, ремень начнет буксовать; если не будет выполнено второе условие, ремень будет очень быстро выходить из строя. В данный момент основным является расчет по тяговой способности.

*Основные достоинства плоскоремennых передач:*

- а) бесшумность;
- б) компенсация неточности установки шкивов редуктора, особенно по углу скрещивания между валами, вплоть до применения передачи между перемещаемыми валами;
- в) компенсация перегрузок за счет проскальзывания;
- г) сглаживание пульсаций, как от двигателя, так и от нагрузки, поэтому упругая муфта в приводе может быть необязательна;

- д) отсутствие необходимости в смазке;
- е) низкая стоимость ремня и шкивов;
- ж) простой монтаж;
- и) возможность использования в качестве муфты сцепления;
- к) возможность получения регулируемого передаточного отношения;
- л) возможность работы на высоких окружных скоростях;
- м) сохранность элементов при обрыве ремня, тогда шкивы вращаются свободно (при обрыве цепи она часто складывается, повреждая кожух и блокируя приводной вал);
- н) возможность передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии друг от друга.

*Основные недостатки плоскоременных передач:*

- а) большие размеры (для одинаковых условий нагружения диаметры шкивов почти в 5 раз больше, чем диаметры зубчатых колёс);
- б) малая несущая способность;
- в) малый срок службы;
- г) непостоянство передаточного числа, из-за скольжения у плоских приводных ремней;
- д) повышенная нагрузка на валы и их опоры, что связано с необходимостью достаточно высокого предварительного натяжения ремня;
- е) наличие дополнительных элементов для натяжения ремня и иногда — для гашения колебаний длинной ветви и удержания ремня на шкивах.

*Классификация ременных передач:*

1. По форме сечения ремня:
  - плоскоременные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника);
  - клиноременные (поперечное сечение ремня имеет форму трапеции);
  - круглоременные (поперечное сечение ремня имеет форму круга);
  - зубчатоременные (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня, снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов);
  - поликлиновые (ремень снаружи имеет плоскую поверхность,

а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, выполненными в поперечном сечении в форме трапеции).

2. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями;
- с пересекающимися осями — угловые;
- со скрещивающимися осями.

3. По направлению вращения шкива:

- с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые);
- с противоположными направлениями (перекрестные).

4. По способу создания натяжения ремня:

- простые;
- с нажимным роликом;
- с натяжным устройством.

5. По конструкции шкивов:

- с однорядными шкивами;
- с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;
- со ступенчатыми шкивами для изменения передаточного числа.

6. По количеству валов, охватываемых одним ремнем:

- двухвальная передача;
- трехвальная передача;
- четырехвальная передача;
- многовальная передача.

7. По виду тягового (основного несущего) слоя (корда), располагающегося примерно по центру тяжести поперечного сечения ремня:

- кордотканевые ремни;
- кордошнуровые ремни.

Простая *фрикционная передача* состоит из двух касающихся между собою колес (катков, роликов, дисков). Необходимая сила трения для передачи вращения достигается прижатием одного катка к другому.

Различают цилиндрические и конические фрикционные передачи, характеризующиеся постоянным передаточным отношением. Если одно из колес (или оба колеса) фрикционной передачи имеет сменный диаметр вращения, то такая передача имеет переменное передаточное число и называется вариатором.

Фрикционные вариаторы, по конструкции, очень разнообразны: лобовые, конусные, шариковые, многодисковые, торовые.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным числом применяются, в основном, в приборостроении. Фрикционные вариаторы достаточно широко распространены как в приборах, так и в разных машинах, поскольку, по сравнению с электрическим и гидравлическими вариаторами, они наиболее простые, надежные и экономичные.

*Основные достоинства фрикционных передач:*

- а) простота конструкции и обслуживания;
- б) плавность передачи движения и регулирования скорости, бесшумность работы;
- в) большие кинематические возможности (преобразование вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки);
- г) самопредохранение от перегрузки, за счет возможностей пробуксовки. Однако, после пробуксовки, передача, как правило, резко ухудшает свои качества — появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности и т. д. Поэтому, использовать пробуксовку как предохранительное средство не рекомендуется;
- д) отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- е) равномерность вращения;
- ж) возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

*Основные недостатки фрикционных передач:*

- а) непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;
- б) незначительная передаваемая мощность (открытые передачи — до 10-20 кВт; закрытые — до 200-300 кВт);
- в) для открытых передач сравнительно низкий КПД;
- г) большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- д) необходимость применения опор валов специальной конструкции, с прижимными устройствами (это делает передачу громоздкой);
- е) для силовых открытых передач незначительная окружная скорость (7-10 м/с);

ж) большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы, что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;

и) большие потери на трение.

*Классификация фрикционных передач:*

1. По назначению:
  - с нерегулируемым передаточным числом;
  - с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (вариаторы).
2. По взаимному расположению осей валов:
  - цилиндрические, или конусные, с параллельными осями;
  - конические, с пересекающимися осями.
3. В зависимости от условий работы:
  - открытые (работают всухую);
  - закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения выше, прижимное усилие катков меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

4. По принципу действия:
  - нереверсивные;
  - реверсивные.
5. По способу прижатия катков:
  - с постоянным прижатием;
  - с автоматическим регулируемым прижатием катков.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. В чем преимущества и недостатки ременных передач, по сравнению с другими?
2. Из каких материалов изготавливаются плоские ремни?
3. Как устроены клиновые ремни?
4. Что такое приведенный коэффициент трения, и какое значение он имеет для клиновых ремней?
5. В чем отличие между упругим скольжением ремня по шкиву и буксованием?

6. Как влияет упругое скольжение на передаточное число ременной передачи?
7. Как определяется натяжение в ветвях ремня на холостом ходу и во время работы?
8. Какие критерии работоспособности ременных передач?
9. Из какого материала изготавливаются шкивы ременных передач?
10. Какие размеры шкивов стандартизованы?
11. Какие затраты мощности имеют место в ременной передаче?
12. Как определяется давление ремня на вал в ременной передаче?
13. Перечислите основные виды фрикционных передач и вариаторов и укажите области их применения?
14. Перечислите достоинства и недостатки фрикционных передач.
15. Укажите материалы фрикционных катков.
16. Какие кинематические зависимости фрикционных передач?
17. Как определяются основные размеры катков фрикционных передач?

## 2.7 Цепные передачи

*Цепная передача* состоит из размещенных на некотором расстоянии друг от друга звездочек и огибающей их цепи.

В цепных передачах применяются приводные цепи, которые по конструкции бывают: втулочные, роликовые, зубчатые и фасоннозвенные.

Основные геометрические характеристики цепи — шаг и ширина, а основная силовая характеристика — разрушающая нагрузка цепи, определяемая опытным путем.

В границах одного оборота скорость цепи и передаточное число не остаются постоянными. Это происходит вследствие конечного числа зубьев и многогранности звездочек.

Непостоянство передаточного числа и скорости приводит к динамическим нагрузкам, в виде ударов при входе в зацепление, которые тем больше, чем больше скорость движения цепи и ее шаг. Это заставляет ограничивать предельные значения частоты вращения малой звездочки.

Основной критерий работоспособности приводных цепей — износостойкость их шарниров. Соответственно, расчет цепи заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допускаемому давлению для шарниров.

Сила давления на валы, в цепной передаче, значительно меньше, чем в ременной, поскольку практически отсутствует сила предварительного натяжения. Кроме того, цепные передачи, по сравнению с ременными, более компактны и в них отсутствует проскальзывание. Основными недостатками цепных передач являются износ шарниров, что вызывает удлинение цепи и нарушение правильности зацепления; пульсация скорости цепи, приводящая к появлению дополнительных динамических нагрузок, ударов, и повышенной шумности.

*Основные достоинства цепных передач:*

- а) большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем;
- б) значительно меньшее межосевое расстояние (передача более компактна);
- в) возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;
- г) по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 7 м);
- д) меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы;
- е) сравнительно высокий КПД ( $\gg 0,9$  до 0,98);
- ж) отсутствие скольжения;
- и) малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- к) возможность легкой замены цепи.

*Основные недостатки цепных передач:*

- а) сравнительно высокая стоимость цепей;
- б) невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;
- в) передачи требуют установки на картерах;
- г) сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи;
- д) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения.

*Классификация цепных передач:*

1. По типу цепей:

- с роликовыми цепями;
- с втулочными цепями;

- с зубчатыми цепями.
- 2. По числу рядов:
  - однорядные;
  - многорядные.
- 3. По числу ведомых звездочек:
  - нормальные (одна ведомая звездочка);
  - специальные (несколько ведомых звездочек).
- 4. По расположению звездочек:
  - горизонтальные;
  - наклонные;
  - вертикальные.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. Какие преимущества и недостатки цепных передач?
2. Перечислите основные виды приводных цепей.
3. Укажите основные причины выхода из строя цепных передач.
4. Какие причины, дополнительных динамических нагрузок в цепных передачах?
5. Как определяется сила давления на вал в цепной передаче?
6. Как осуществляется смазывание цепной передачи?

### **2.8 Гидравлические и пневматические передачи**

Среди *гидравлических* и *пневматических* механизмов наибольшее распространение получили гидро- и пневмопередачи (или гидро- и пневмоприводы). Преимуществами гидро- и пневмопередач являются возможность бесступенчатого регулирования скорости, низкий удельный вес, приходящийся на единицу мощности, долговечность, конструктивная простота. В частности, в отличие от электропривода, они обеспечивают поворотное движение выходного звена гидродвигателя без использования промежуточного механизма.

Пневмопривод, при равных габаритах с гидроприводом, развивает меньшие усилия, что поясняется большим давлением в последнем. Поэтому в качестве силовых приводов чаще используют гидравлические, а для цепей управления — пневматические приводы.



Основными частями любого гидропривода является насос объемного типа и гидродвигатель. Наиболее простой по конструкции гидродвигатель — это гидроцилиндр с перемещающимся в нем поршнем, разделяющим цилиндр на две полости: напорную, соединенную с насосом, и сливную, соединенную со сливным баком. Скорость выходного звена гидродвигателя (поршня) определяется величиной затрат жидкости, подаваемой насосом в напорную полость цилиндра. Направление движения поршня зависит от того, какая из двух полостей гидроцилиндра является напорной, а какая — сливной. Насосы бывают двух типов: постоянной подачи (нерегулируемый) и сменной подачи (регулируемые).

В состав типового гидропривода с нерегулируемым насосом, кроме насоса и гидродвигателя, входят также клапан, регулируемый дроссель, распределитель, соединенные между собой с помощью гидролиний.

Клапан имеет подпружиненный замыкающий элемент, который раскрывается и пропускает рабочую жидкость при давлении, выше чем давление настройки пружины.

Площадь рабочего окна дросселя изменяется при перемещении его подвижного элемента, что дает возможность изменять гидравлическое сопротивление дросселя.

С помощью распределителя, напорная гидролиния, идущая от насоса, соединяется то с одной, то с другой полостью гидроцилиндра.

Состав и принцип действия типового пневмопривода аналогичны гидроприводу, только источником давления является компрессор или сосуд со сжатым воздухом.

Классификация гидроприводов проводится по способу смены скорости выходного звена гидродвигателя. Выделяют гидроприводы с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным управлением. При дроссельном способе, управление скоростью осуществляется за счет смены площади рабочего окна дросселя, что приводит к смене давления в гидросистеме и утратам через переливной клапан. Так, при увеличении давления увеличивается количество жидкости, сливаемой из напорной гидролинии через переливной клапан и уменьшается ее расход в напорную полость гидродвигателя, что приводит к снижению скорости выходного звена гидродвигателя. При объемном способе, управление

скоростью осуществляется за счет смены подачи регулирующего насоса. Способ, объединяющий в себе особенности объемного и дроссельного управления, называется объемно-дроссельным.

В пневмоприводах управление скоростью двигателя выполняется, обычно, за счет смены сопротивления пневмосистемы или перекрытия линий подачи воздуха в двигатель и дренажа из него.

Вид принципиальной схемы привода определяется его назначением. Однако и приводы с одинаковым назначением могут быть выполнены по разным принципиальным схемам, что влияет на динамические и энергетические показатели приводов.

Изучение конструкций пневмо- и гидроприводов сводится к знакомству с конструктивными особенностями основных элементов: насосов, двигателей, регуляторов подачи насосов, распределителей, клапанов. К основным типам объемных насосов относятся: аксиально-поршневые, роторно-поршневые, лопастные, шестеренчатые. В качестве двигателей используются также полно- и неполноповоротные лопастные, аксиально-поршневые.

Клапаны бывают прямого и непрямого действия. В клапанах прямого действия замыкающий элемент раскрывается непосредственно сливным потоком жидкости, а открытие клапанов непрямого действия осуществляется с помощью вспомогательного элемента управления, жестко соединенного с замыкающим элементом.

Дроссели различаются по форме рабочих элементов и способу перемещения золотника, перекрывающего рабочее окно.

При расчете движения приводов используются уравнения движения твердого тела, а также уравнения, описывающие процессы смены расхода и давления в разных участках гидро- или пневмосистемы. Ограничения динамических нагрузок, при торможении и разгоне гидропривода, достигается с помощью специальным образом спроектированных управляющих дросселей.

*Основные достоинства гидравлических и пневматических передач:*

а) высокая удельная мощность гидропривода, т. е. передаваемая мощность, приходящаяся на единицу суммарного веса элементов;

б) относительно простое обеспечение в широком диапазоне возможности бесступенчатого регулирования скорости выходного звена гидропривода;

в) высокое быстродействие гидропривода. Операции пуска, реверса и останова выполняются гидроприводом значительно быстрее, чем другими приводами. Это обусловлено малым моментом инерции исполнительного органа гидродвигателя;

г) высокий коэффициент усиления гидроусилителей по мощности, значение которого достигает  $10^5$ ;

д) сравнительная простота осуществления технологических операций, при заданном режиме, а также возможность простого и надежного предохранения приводного двигателя и элементов гидропривода от перегрузок;

е) простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;

ж) свобода компоновки агрегатов гидропривода;

и) возможность подключения любого гидравлического оборудования: отбойные молотки, дисковые пилы, различные ковши и захваты;

к) незначительное воздействие вибрации на человека.

*Основные недостатки гидравлических и пневматических передач:*

а) сравнительно невысокий КПД гидропривода и большие потери энергии при ее передаче на большие расстояния;

б) зависимость характеристик гидропривода от условий эксплуатации (температура, давление). От температуры зависит вязкость рабочей жидкости, а низкое давление может стать причиной возникновения кавитации в гидросистеме или выделения из жидкости растворенных газов;

в) чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания. Загрязнение рабочей жидкости абразивными частицами приводит к быстрому износу элементов прецизионных пар в гидравлических агрегатах и выходу их из строя;

г) снижение к.п.д. и ухудшение характеристик гидропривода по мере выработки им или его элементами эксплуатационного ресурса. Прежде всего, происходит износ прецизионных пар, что приводит к увеличению зазоров в них и возрастанию утечек жидкости, т. е. снижению объемного к.п.д.

*Классификация гидравлических и пневматических передач:*

1. В зависимости от преобладания в рабочей движущейся жидкости энергии давления (напора) или кинетической энергии (расхода):
  - гидростатические (объемные);
  - гидродинамические (гидравлические и гидромеханические).
2. По циркуляции рабочей среды:
  - одноциркулярные;
  - многоциркулярные.
3. По числу потоков рабочей среды:
  - однопоточные;
  - двухпоточные.

*Вопросы для самоконтроля*

1. Поясните принцип действия и назовите основные преимущества гидро- и пневмоприводов.
2. Какие элементы входят в состав типового гидропривода, пневмопривода?
3. По какому признаку классифицируются гидроприводы?
4. Назовите основные типы насосов и гидродвигателей.
5. Укажите преимущества объемного и объемно-дрессельного способов управления перед дроссельным управлением.
6. Каким образом обеспечивается ограничение динамических нагрузок при торможении и разгоне гидропривода?

## 3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

### 3.1 Валы и оси

Вращающиеся детали в машинах и механизмах устанавливаются па *осях* и *валах*. *Оси* не передают крутящий момент, и, таким образом, воспринимают только деформацию изгиба. *Валы* служат для передачи крутящего момента и, поэтому воспринимают деформации кручения и изгиба.

По конструкции оси и валы делятся на гладкие, ступенчатые и фасонные (например, коленчатые), а также на цельные и полые. Для передачи крутящего момента между узлами машин, изменяющими свое относительное положение в работе (механизированный инструмент, приборы дистанционного управления и контроля), применяют гибкие валы. Они являются многозаходными витыми пружинами кручения, изготовленными из проволоки.

Опорная поверхность валов и осей называется цапфа.

Цапфы, расположенные на концах валов и осей, воспринимающие радиальные нагрузки, называются шипы, а расположенные посередине - шейки. Цапфы, воспринимающие осевую нагрузку, называются пятаями. Цапфы бывают цилиндрически, конические и сферические.

Валы и оси, в большинстве случаев, изготавливаются из термически обработанных среднеуглеродистых и легированных сталей.

Основные критерии работоспособности осей и валов — прочность и жесткость.

При расчете осей или валов на прочность и жесткость составляется расчетная схема. При этом считают, что детали передают осям и валам силы и моменты посередине своей ширины, а массой размещенных на валах деталей и силами трения в опорах пренебрегают.

Расчет валов проводится в такой последовательности: выбор материала и допускаемого напряжения, предварительный расчет вала по напряжениям кручения; выбор конструктивных элементов вала; определение опорных реакций; построение эпюр изгибающих и крутящих моментов; расчет валов на совместное действия изгиба и кручения; проверочный расчет на сопротивление усталости для вероятно опасных сечений. Для правильной работы передач и подшипников оси и валы должны быть достаточно жесткими.

Жесткость валов оценивается по величине прогибов и углов наклона упругой линии, определяемых по соответствующим формулам курса сопротивления материалов.

*Классификация валов и осей:*

1. По назначению:

– валы передач — валы, на которых устанавливают детали передач;

– коренные и специальные валы — валы, на которые устанавливают дополнительно еще и рабочие органы машины.

2. По форме геометрической оси:

– прямые валы и оси;

– кривошипные валы;

– коленчатые валы;

– гибкие валы;

– телескопические валы;

– карданные валы.

3. По конструктивным признакам:

– гладкие валы и оси;

– ступенчатые валы и оси;

– валы-шестерни;

– валы-червяки.

4. По типу сечения:

– сплошные валы и оси;

– полые валы и оси;

– комбинированные валы и оси.

*Вопросы для самоконтроля*

1. Чем отличается ось от вала?

2. Какие существуют виды валов?

3. Что называется шипом, шейкой, пятой?

4. Какие деформации возникают в неподвижных осях и вращающихся валах?

5. По каким критериям прочности рассчитываются валы?

6. Почему расчет вала на жесткость является необходимым?

## 3.2 Подшипники

Опорные устройства, предназначенные для поддержания валов, осей и других вращающихся деталей называются *подшипниками*.

По видам трения, возникающего в рабочих элементах подшипников, они подразделяются на *подшипники качения* и *подшипники скольжения*.

*Классификация подшипников:*

1. По виду трения:
  - подшипники скольжения;
  - подшипники качения.
2. По воспринимаемой нагрузке:
  - радиальные (в окружном направлении);
  - упорные (в осевом направлении)
  - радиально-упорные.

### 3.2.1 Подшипники качения

Подшипник качения состоит из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора, разделяющего тела качения между собой.

*Основные достоинства подшипников качения:*

- а) сравнительно низкая стоимость, ввиду массового производства;
- б) малые потери на трение и незначительный нагрев;
- в) высокая взаимозаменяемость;
- г) малый расход смазки;
- д) отсутствие особого внимания и ухода;
- е) большая несущая способность на единицу ширины подшипника;
- ж) существенно меньший расход цветных металлов.

*Основные недостатки подшипников качения:*

- а) высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- в) малая надежность в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от центробежных сил;
- г) сравнительно большие радиальные размеры;
- д) шум при больших скоростях;
- е) плохая работа в агрессивных средах;
- ж) высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве.

*Классификация подшипников качения:*

1. По виду воспринимаемой нагрузки:
  - радиальные;
  - радиально-упорные;
  - упорно-радиальные;
  - упорные.
2. По форме тел качения;
  - шариковые;
  - роликовые.
3. По числу рядов тел качения:
  - однорядные;
  - двухрядные;
  - многорядные.
4. По форме тел качения:
  - шариковые;
  - роликовые (цилиндрические, конические, бочкообразные, игольчатые, витые).
5. По возможности самоустановки во время работы:
  - несамоустанавливающиеся;
  - самоустанавливающиеся (сферические).
6. По грузоподъемности:
  - сверхлегкие;
  - особолегкие;
  - легкие;
  - средние;
  - тяжелые.
7. По ширине:
  - узкие;
  - нормальные;
  - широкие;
  - особо широкие.
8. По классам точности:
  - нормального класса «0»;
  - повышенного класса «6»;
  - высокого класса «5»;



- особо высокого «4»;
- сверхвысокого «2».

Основным расчетным параметром, определяющим грузоподъемность подшипников качения по критериям статической прочности и усталостной выносливости рабочих поверхностей, являются контактные напряжения, возникающие на участках контакта наиболее нагруженных тел качения с беговыми дорожками колец.

Абсолютно очевидно, что в передаче общей радиальной нагрузки берут участие только тела качения, размещенные на дуге, не превышающей  $180^\circ$  (нагруженная зона). Задача распределения сил между телами качения является статически неопределимой, то есть при ее решении к уравнениям статики добавляются уравнения деформаций.

Усталостное выкрашивание — основной вид выхода из строя подшипников качения после длительной работы их в нормальных условиях. Поэтому подшипники качения (за исключением не вращающихся и тихоходных) с частотой вращения кольца  $n_{мин}$  рассчитываются в соответствии с государственным стандартом по динамической грузоподъемности.

Расчет подшипников на долговечность и подбор их по государственному стандарту не может быть выполнен без предварительной разработки конструкции подшипниковых узлов.

В узлах с небольшим расстоянием между опорами, подшипники можно устанавливать враспор, обеспечивая при сборке осевой зазор, препятствующий заклиниванию при тепловом расширении.

Одна из опор для длинных валов делается с фиксацией подшипника этой опоры, он жестко крепится в корпусе и может воспринимать радиальные и двухсторонние осевые нагрузки. Другому подшипнику дают возможность осевого смещения по отверстию корпуса. Такую опору называют плавающей.

Маркировка подшипников качения отображает основные параметры и конструктивные особенности подшипников. Обозначения наносят на торец колец подшипников в виде цифр, например, 308. Также на подшипнике могут быть нанесены обозначения в виде сочетания букв и цифр, например, 5 ГПЗ (пятый головной подшипниковый завод), обозначающие завод, где подшипник был изготовлен.

Первые две цифры, справа налево, обозначают внутренний диаметр подшипника.

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти две цифры следует умножить на 5, чтобы получить фактический внутренний диаметр в миллиметрах. Однако, для подшипников с диаметром до 20 мм приняты такие обозначения, приведенные в таблице 3.1.

Таблица 3.1 — Обозначения и внутренний диаметр подшипника

Маркировка подшипника	00	01	02	03
Фактический диаметр, мм	10	12	15	17

Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметральным размерам и ширине:

- 0 — особо легкая серия;
- 1 — легкая серия;
- 2 — средняя серия;
- 3 — тяжелая серия;
- 4 — легкая широкая серия;
- 5 — средняя широкая серия.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

- 0 — радиальный шариковый однорядный (РШО) ГОСТ 8338 – 75;
- 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический (РШДС) ГОСТ 28428–90;
- 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами (РКЦР) ГОСТ 8328–75;
- 3 — радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами (РДСБР) ГОСТ 5721–75;
- 4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами и игольчатый (РРДЦР) ГОСТ 4657–71;
- 5 — радиальный с витыми роликами (РВР);
- 6 — радиально-упорный однорядный шариковый (РУШ) ГОСТ 831–75;
- 7 — роликовый конический (РК) ГОСТ 27365–87;
- 8 — упорный шариковый (УШ) ГОСТ 7872–89.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника (подшипник с канавкой на внутреннем кольце, с защитными шайбами, с упорным бортом на внешнем кольце и т. д.).

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине.

Принцип образования и обозначения размерных серий (сочетаний серий диаметров и ширин) подшипников качения стандартизован.

Кроме названных, существуют серии сверхлегкая, а также (в зависимости от ширины) особо узкая, узкая и особо широкая. Подшипники разных серий отличаются размерами колец, тел качения и нагрузочной способностью.

### **3.2.2 Подшипники скольжения**

*Подшипники скольжения*, в большинстве случаев, состоят из двух основных элементов: корпуса и вкладыша (цельный и разъемный).

*Основные достоинства подшипников скольжения:*

- а) надежная работа при больших скоростях;
- б) восприятие больших ударных и вибрационных нагрузок вследствие демпфирующей способности масляного слоя;
- в) бесшумность в работе;
- г) сравнительно небольшие радиальные размеры;
- д) возможность установки на шейки коленчатых валов, ввиду разъемной конструкции;
- е) удобство ремонта;
- ж) высокая жесткость и степень центрирования;
- и) хорошая работа в агрессивных средах;
- к) простота конструкции.

*Основные недостатки подшипников качения:*

- а) большие потери на трение в период пуска;
- б) большой расход смазки;
- в) повышенные требования к качеству смазки;
- г) сравнительно большие осевые размеры;
- д) повышенные требования к твердости рабочих поверхностей валов;
- е) необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов.

*Классификация подшипников скольжения:*

1. По виду воспринимаемой нагрузки:

- радиальные;
- упорные (подпятники);
- радиально-упорные.

2. По конструкции корпуса и вкладыша:

- цельные;
- разъемные.

Существует большое разнообразие конструкций подшипников скольжения. Широкое применение находят подшипники цельные и разъемные.

Вкладыши подшипников и подпятников изготавливаются из антифрикционного чугуна пониженной твердости, цветных металлов (бронзы, баббита, латуни, алюминиевых сплавов), металлокерамических материалов, пластмассы (древеснослоистых пластиков, текстолита, полиамидов, фторопластов).

### **3.2.3 Смазывание подшипников**

Для смазывания подшипников скольжения используются жидкие, консистентные, то есть густые (мази), твердые и газообразные смазки. Жидкие масла применяются для быстроходных валов, консистентные для тихоходных тяжело нагруженных валов; твердые смазки для подшипников, работающих при высоких температурах. Газовая (воздушная) смазка применяется в быстроходных и мало нагруженных валах. Преимущество газовой смазки — небольшие потери мощности в подшипниках на трение и теплообразование, поскольку вязкость газа очень низкая.

В подшипниках скольжения желательно обеспечить жидкостное трение. Оно (в отличие от сухого или граничного) обеспечивает наличие неразрывного слоя масла между трущимися поверхностями. Поэтому основным расчетом является расчет на жидкостное трение. Но, предварительно, подшипники, работающие в режиме жидкостного трения, рассчитываются точно так же, как и подшипники с граничным трением.

### *Вопросы для самоконтроля*

1. Из каких деталей состоит подшипник качения? Начертите эскизы основных типов подшипников качения, приведите их характеристики.
2. Достоинства и недостатки подшипников качения. Какие подшипники более быстроходны и какие большей грузоподъемности?
3. Какие силы воспринимают разные подшипники качения?
4. В каких случаях применяют самоустанавливающиеся подшипники качения?
5. Из каких материалов изготавливают детали подшипников качения?
6. Как распределяются нагрузки между телами подшипников качения?
7. Какие смазки применяются для подшипников качения, и какие из них наиболее эффективные?
8. Перечислите причины выхода из строя подшипников качения.
9. По каким критериям проводится практический расчет и выбор подшипников качения?
10. Как рассчитывают и подбирают подшипники качения на долговечность по динамической грузоподъемности?
11. Какие посадки используют для соединения вала с внутренним кольцом, внутреннего кольца с корпусом и их обозначения на чертеже?
12. На какие типы разделяют уплотняющие устройства по принципу действия?
13. В каких областях машиностроения подшипники скольжения имеют большее применение, чем подшипники качения?
14. Из каких деталей состоят подшипники скольжения, и из каких материалов они изготавливаются?
15. Чем характеризуются жидкие и консистентные масла? В каких случаях они применяются?
16. Назовите твердые смазочные материалы, и в каких случаях они применяются?
17. Как в подшипник должно подводиться масло и как оно там распределяется?
18. Назовите критерии работоспособности и расчета подшипников скольжения.

### 3.3 Соединения деталей машин

Неподвижные связи в технике называют *соединениями*. Основными элементами соединения являются соединяемые элементы, подлежащие соединению (пластины, профильный прокат) и соединяющие элементы, обеспечивающие соединения заклепки, сварочный шов, шпонки, штифты, клинья и др.)

Соединения деталей подразделяются на две основные группы: неразъемные и разъемные.

#### 3.3.1 Неразъемные соединения

Неразъемные соединения могут быть разобраны только путем разрушения соединенных элементов.

К неразъемным соединениям относятся заклепочные, сварные, паяные, клеевые, с натягом.

##### 3.3.1.1 Заклепочные соединения

*Заклепочные соединения* применяются в особо ответственных конструкциях, воспринимающих интенсивные вибрационные или большие повторные ударные нагрузки, а также в конструкциях, не допускающих искривления деталей или отпуска при термообработке.

По назначению различают прочные и прочноплотные заклепочные швы. При расчете заклепочного шва, в зависимости от толщины соединяемых деталей, принимают необходимый диаметр заклепок. По всему диаметру рассчитывают шаг и другие размеры шва. Потом проводят проверочный расчет заклепок на прочность. Заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез, а прочных — на срез и смятие.

Стальные заклепки диаметром до 12 мм и из цветных металлов устанавливают без нагрева — холодная клепка. Стальные заклепки диаметром более 12 мм устанавливают с предварительным нагревом — горячая клепка.

*Основные достоинства заклепочных соединений:*

- а) высокая надежность соединения;
- б) удобство и надежность контроля шва;
- в) хорошая сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам;
- г) возможность соединения разнородных материалов;

д) малое повреждение соединяемых деталей при разборке;  
е) возможность соединения трудносвариваемых металлов и сплавов;  
ж) возможность образовывать соединения, не допускающие нагрева, вследствие возможного отпуска и коробления окончательно обработанных деталей.

*Основные недостатки заклепочных соединений:*

а) высокая стоимость из-за большого числа рабочих операций;  
б) большой расход материалов и приращение массы из-за необходимого увеличения площади сечения деталей ввиду их ослабления отверстиями под заклепки;  
в) большая трудоемкость;  
г) низкая производительность.

Основное распространение получили заклепки с полукруглой, полупотайной, потайной головками, полупустотелые, пустотелые и заклепки для односторонней клепки.

*Классификация заклепочных соединений:*

1. По назначению:
  - прочные — обеспечивающие надежное соединение элементов конструкции;
  - плотные — обеспечивающие прочность и герметичность в резервуарах низкого давления (до 10 МПа);
  - прочно-плотные — обеспечивающие прочность и герметичность в различных резервуарах высокого давления (больше 10 МПа).
2. По конструкции:
  - нахлесточные;
  - стыковые (с односторонней и двухсторонними накладками).
3. По числу плоскостей среза:
  - односрезные;
  - двусрезные.
4. По числу рядов заклепок:
  - однорядные;
  - многорядные.
5. По расположению заклепок в рядах:
  - параллельное;
  - шахматное.

### ***3.3.1.2 Сварные соединения***

*Сварные соединения* - неразъемные соединения за счет сил межмолекулярного взаимодействия в результате общего, местного нагрева или давления.

В машиностроении применяют следующие виды сварки: электродуговая (ручная, автоматическая), газовая, электрошлаковая, контактная.

В зависимости от размещения соединяемых частей, различают следующие виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, с накладками, угловые, тавровые. В этих соединениях применяются стыковые и угловые швы.

Основное требование при проектировании сварных конструкций - равнопрочность шва и соединяемых деталей. Как правило, расчет сварных швов носит проверочный характер. Стыковые швы рассчитывают на растяжение. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, размещенного в биссектрисной плоскости прямого угла поперечного сечения шва. В ряде конструкций швы воспринимают сложное напряженное состояние.

Наиболее распространенные виды сварки:

- электродуговая (ручная, полуавтоматическая, автоматическая);
- контактная (стыковая, точечная и шовная);
- газовая сварка.

*Основные достоинства сварочных соединений:*

- а) невысокая стоимость;
- б) большая производительность;
- г) доступная стоимость оборудования;
- д) равнопрочность по отношению к соединяемым деталям;
- е) сравнительно небольшое приращение массы конструкции;
- ж) прочность и возможность герметичности;
- и) возможность автоматизации;
- к) возможность соединения толстых профилей;
- л) возможность применения, как технологического способа изготовления деталей и заготовок.

*Основные недостатки сварочных соединений:*

- а) нестабильное качество сварного шва;
- б) коробление деталей из-за неравномерности прогрева;



- в) выгорание легирующих элементов;
- г) недостаточная надежность при значительных ударах и вибрациях;
- д) трудность соединения высоколегированных, высокоуглеродистых сталей, чугунов и цветных металлов и сплавов.

*Классификация сварочных соединений и швов:*

1. По назначению:

- прочные;
- плотные.

2. По конструкции:

- стыковые;
- угловые;
- тавровые;
- нахлесточные.

3. По протяженности:

- сплошные швы;
- прерывистые швы (цепные и шахматные).

4. По расположению относительно действующей нагрузки:

- лобовые (поперечные);
- фланговые (продольные);
- угловые;
- комбинированные.

5. По форме наружной поверхности:

- нормальные;
- вогнутые;
- выпуклые;
- специальные.

6. По расположению в пространстве:

- нижние;
- горизонтальные;
- вертикальные;
- потолочные.

7. По условия работы:

- рабочие;
- связующие.

Существует 4 группы свариваемости сталей, в зависимости от увеличения в них содержания углерода и легирующих элементов:

- хорошо сваривающиеся;
- удовлетворительно сваривающиеся;
- ограниченно сваривающиеся;
- плохо сваривающиеся.

### ***3.3.1.3 Паяные соединения***

*Паяные соединения* — это соединения обеспечиваемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и припоем.

Связь в паяном шве основана на расплавлении металла деталей в расплавленном припое, взаимной диффузии элементов припоя и металла расплавленных деталей, бездиффузионной атомной связи.

*Основные достоинства паяных соединений:*

- а) возможность соединения разнородных по физико-механическим и химическим свойствам материалов;
- б) соединение тонкостенных элементов без опасности прожога;
- в) малая деформация элементов из-за незначительного нагрева;
- г) простота и малая стоимость;
- д) легкость автоматизации процесса пайки;
- е) возможность проведения повторных ремонтов.

*Основные недостатки паяных соединений:*

- а) низкая механическая и термическая прочность;
- б) необходимость тщательной подготовки поверхностей (зачистка, обезжиривание, удаление окислов);
- в) необходимость малых и равномерных зазоров.

Припой — это сплав или металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями и имеющий более низкую температуру плавления, чем соединяемые детали.

В качестве припоев применяются как чистые металлы, так и сплавы. Чаще других применяют сплавы на основе олова, меди, серебра.

Классификация паяных швов подобна классификации сварных швов.

### **3.3.1.4 Клеевые соединения**

*Клеевые соединения* — это соединения неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания (адгезии) и внутренней межмолекулярной связи (когезии) в клеящем слое.

Конструкции клеевых соединений подобны паяным, где припой заменен клеем, а образование соединения выполняют без нагрева или с незначительным нагревом. Наибольшее распространение получили два вида клеевых соединений — внахлестку и телескопическое.

*Основные достоинства клеевых соединений:*

- а) возможность соединения деталей из разнородных материалов;
- б) пониженная концентрация напряжений и хорошее сопротивление усталости;
- в) возможность обеспечения герметичности;
- г) уменьшенное приращение массы;
- д) возможность выдержки точных размеров и формы;
- е) возможность проведения повторных ремонтов соединения;
- ж) стойкость к агрессивным и коррозионным средам;
- и) возможность получения гладких поверхностей.

*Основные недостатки клеевых соединений:*

- а) слабая работа на отрыв;
- б) необходимость тщательной подготовки соединяемых поверхностей;
- в) низкая теплостойкость;
- г) необходимость выдержки соединения под давлением для полимеризации клея и обеспечения заданной прочности соединения;
- д) невысокая прочность соединения по сравнению со сварочными соединениями.

Классификация клеевых соединений подобна классификации сварных и паяных соединений.

Из огромного разнообразия клеев выбор клея осуществляется в зависимости от сочетания склеиваемых материалов и рабочих температур.

### **3.3.1.5 Соединения с натягом**

*Соединения с натягом* являются наиболее распространенными цилиндрическими соединениями, применяемыми при больших, особен-

но динамических, нагрузках при отсутствии необходимости в частой сборке и разборке.

Натяг осуществляется изготовлением соединяемых деталей с необходимой разницей их посадочных размеров. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей. Натяг в соединении образуется, когда размер охватываемой поверхности больше охватывающей.

Величину натяга и, соответственно, вид посадки назначают в зависимости от необходимого давления, создаваемого силами упругости деформированных деталей. После определения необходимой посадки, соединяемые детали проверяются на прочность.

*Основные достоинства соединений с натягом:*

- а) простота и технологичность;
- б) низкая стоимость;
- в) хорошее центрирование деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности;
- г) способность воспринимать большие нагрузки;
- д) хорошая работа при ударных и вибрационных нагрузках;
- е) отсутствие специальных крепежных деталей.

*Основные недостатки соединений с натягом:*

- а) относительная сложность сборки и разборки соединения (необходимость специальных приспособлений);
- б) повреждение посадочных поверхностей при сборке и разборке;
- в) значительное рассеивание коэффициента трения и натяга из-за сложности получения точных размеров сопряженных поверхностей по всей длине соединения;
- г) влияние рабочих температур на прочность соединения;
- д) образование больших сборочных напряжений в деталях;
- е) склонность к контактной (фрикционной) коррозии из-за неизбежных осевых микросмещений при переменных нагрузках.

Наиболее применяемые способы соединений с натягом:

- 1) запрессовкой, с помощью ручных механических (винтовых и рычажных) прессов и гидравлических прессов;
- 2) нагревом охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуска (200–400° С);

3) охлаждением охватываемой детали (жидкая углекислота  $-79^{\circ}\text{C}$ , жидкий азот  $-196^{\circ}\text{C}$ , жидкий воздух  $-180^{\circ}\text{C}$ );

4) гидрозапрессовкой — нагнетанием масла под давлением в зону контакта, что резко снижает силу запрессовки.

### **3.3.2 Разъемные соединения**

Разъемные соединения (резьбовые, шпоночные) допускают многократную сборку и разборку без разрушения соединяемых деталей.

К *разъемным соединениям* относятся: резьбовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые, профильные, штифтовые, клиновые. Выбор соединения определяется величиной, видом и характером нагрузки, назначением и условиями эксплуатации изделия, технологичностью изготовления в условиях данного производства.

#### **3.3.2.1 Резьбовые соединения**

Основной крепежной резьбой является метрическая резьба с крупным и мелким шагом. Она имеет треугольное сечение с углом профиля  $60^{\circ}$ . Для предохранения от самоотвинчивания резьбы они создаются самотормозящими, то есть угол подъема резьбы всегда меньше приведенного угла трения. Однако, при работе резьбовых соединений с вибрациями, толчками и ударами этого условия недостаточно и поэтому, обычно, пользуются гаечными замками: контргайка, пружинная шайба, шайбы со стопорными зубцами.

Резьба крепежных деталей рассчитывается на срез и смятие. Однако, поскольку размеры стандартных болтов соответствуют условию их равнопрочности, то расчет болтового соединения проводят поодиночке по основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня. Из расчета стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы болта.

Расчетная сила определяется в зависимости от вида болтового соединения (без предварительной затяжки или с предварительной затяжкой), направления внешней силы (осевая или в плоскости стыка).

*Основные достоинства резьбовых соединений:*

- а) большая нагрузочная способность и надежность;
- б) удобство сборки и разборки;
- в) быстрота замены вышедших из строя деталей и узлов;

г) возможность создания больших осевых сил, ввиду клинового действия резьбы;

д) возможность фиксации изделий в любом положении благодаря самоторможению в резьбе;

е) удобные формы и габариты;

ж) возможность получения плавных и точных перемещений;

и) возможность передачи и преобразования движения;

к) простота и точность изготовления;

л) большая номенклатура крепежных резьбовых изделий;

м) относительно малая стоимость.

*Основные недостатки резьбовых соединений:*

а) большие концентраторы напряжений, вызванные наличием выступов и впадин резьбы;

б) нетехнологичность некоторых специальных конструкций резьбовых деталей.

*Классификация резьбы:*

1. По форме поверхности, на которой образована резьба:

– цилиндрическая;

– коническая.

2. По расположению поверхности, на которой образована резьба:

– наружная;

– внутренняя.

3. По направлению винтовой линии:

– правая резьба (основная);

– левая резьба.

4. По числу заходов:

– однозаходная;

– многозаходная.

5. По назначению:

– крепежная;

– крепежно-уплотняющая;

– ходовая;

– грузовая.

*Основные типы резьбы:*

– метрическая;

- дюймовая;
- трубная;
- трапецеидальная (с симметричным и несимметричным профилем);
- круглая;
- прямоугольная (в настоящее время устаревшая).

К основным видам резьбовых крепежных элементов относятся:

- болты;
- винты;
- установочные винты;
- фундаментные болты;
- призонные болты;
- откидные боты;
- рым-болты;
- шпильки;
- гайки.

В качестве предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания применяется:

1. Повышение и стабилизация трения в резьбе за счет контргаек, пружинных шайб, пластмассовых колец или пробок, натяга, цанговых контргаек, деформирование гайки.
2. Применение специальных стопорных элементов в виде шплинтов, шайб с лапками, проволоки.
3. Применение смол, лаков, красок, паст, герметиков, клеев.
4. Применение пластической деформации, пайки и сварки.

### ***3.3.2.2 Шпоночные и шлицевые соединения***

*Шпоночные и шлицевые соединения* служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатого колеса, шкива и т. д.) или, наоборот, от ступицы к валу.

Основные виды шпонок стандартизированы. Различают напряженные (клиновые, цилиндрические) и ненапряженные (призматические и сегментные) шпонки.

При проектировании шпоночных соединений ширину и высоту шпонок принимают по соответствующему государственному стандарту, в зависимости от диаметра вала. Длину шпонки принимают по конст-

руктивным соображениям и согласовывают с государственным стандартом. Далее проводят проверочный расчет. Ненапряженные шпонки рассчитываются на срез и смятие, а напряженные на смятие.

Шлицевыми (зубчатыми) соединениями являются соединения многошпоночные, у которых шпонки изготовлены вместе с валом. По форме поперечного сечения шлицы (зубья) изготавливаются прямоугольными, эвольвентными, треугольными.

Число и размеры поперечного сечения шлицов принимают в зависимости от диаметра вала по соответствующим государственным стандартам. Длина шлицов определяется из конструктивных соображений. После этого проводится проверочный расчет шлицевого соединения на смятие.

*Основные достоинства шпоночных соединений:*

- а) простота и надежность конструкции;
- б) низкая стоимость;
- в) удобство сборки и разборки.

*Основные недостатки шпоночных соединений:*

- а) ослабление шпоночными пазами вала и ступицы;
- б) прочность соединения ниже прочности вала и ступицы.

*Классификация шпоночных соединений:*

1. По типу шпонки:
  - клиновые;
  - призматические;
  - цилиндрические;
  - тангенциальные.
2. По виду соединения:
  - неподвижные;
  - подвижные.
3. По характеру состояния соединения:
  - напряженные;
  - не напряженные.
4. По характеру посадки сопряженных деталей:
  - с зазором;
  - переходные;
  - с натягом.



*Основные достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:*

- а) большая нагрузочная способность
- б) меньшее число деталей;
- в) высокая усталостная прочность;
- г) меньшая длина ступицы.

*Основные недостатки шлицевых соединений:*

- а) более сложная технология изготовления;
- б) более высокая стоимость.

*Классификация шлицевых соединений:*

1. По форме шлицов:
  - прямобочные;
  - эвольвентные;
  - треугольные.
2. По характеру соединения:
  - неподвижные;
  - подвижные.
3. По способу центрирования ступицы относительно вала:
  - по наружному диаметру;
  - по внутреннему диаметру;
  - по боковым поверхностям.
4. По состоянию поверхностей шлицов:
  - без термообработки;
  - с термообработкой.

### ***3.3.2.3 Профильные (бесшпоночные) соединения***

Под *бесшпоночными* или *фасонно-профильными соединениями* понимают соединения с поверхностью контакта, имеющей плавный некруглый профиль без шпонок и заменяющих их зубьев.

В профильных (бесшпоночных) соединениях, соединяемые детали скрепляются между собой посредством взаимного контакта по плавной некруглой поверхности. Образующая поверхность профильного соединения может быть расположена как параллельно осевой линии вала, так и наклонно к ней. В последнем случае соединение наряду с крутящим моментом может передавать также и осевую нагрузку.

Профильные соединения надежны, но считаются не технологичными ввиду того, что могут быть получены:

- на валах — методом копирования или обкатывания на станках с ЧПУ, зубо-затыловочных станках, шлифовальных станках;
- в отверстиях — методом копирования на протяжных станках.

*Основные достоинства профильных соединений:*

- а) отсутствие источников концентрации напряжений, связанных с формой;
- б) самоцентрирование;
- в) пониженный шум;
- г) надежность.

*Основные недостатки профильных соединений:*

- а) большие распорные усилия, значительно деформирующие насаживаемые на вал тонкостенные детали;
- б) непригодность для работы в условиях перемещений под нагрузкой;
- в) необходимость в специальном оборудовании и трудность замены деталей при ремонте;
- г) большая номенклатура инструментов и оборудования при изготовлении;
- д) неблагоприятные условия осевого перемещения под нагрузкой;
- е) трудность замены при ремонтах.

Конические профильные соединения характеризуются большей легкостью съема, чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении.

Основное применение в бесшпоночных соединениях имеет профиль обладающий свойством равноосности — постоянством расстояния между параллельными касательными и имеющий общую нормаль в точках касания, так называемый РК-профиль.

К числу бесшпоночных соединений относят также четырехугольное, которое широко применяют для концевых участков валов, в частности под ключ. Оно достаточно прочно и технологично.

Расчет на прочность бесшпоночных соединений сводится к проверке:

- по напряжения смятия на рабочей поверхности;
- по напряжения растяжения во втулке;
- по радиальной деформации втулки.

### **3.3.2.4 Клеммовые соединения**

*Клеммовые соединения* — это винтовые соединения, применяемые для закрепления деталей на валах и осях, колоннах, кронштейнах и т. д. В них сопротивление приложенным нагрузкам оказывают силы трения, возникающие в результате затяжки винтов (болтов).

*Основные достоинства клеммовых соединений:*

- а) установка и фиксация изделий под любым углом;
- б) удобство монтажа и демонтажа;
- в) возможность установки изделий на валах сложной конфигурации;
- г) отсутствие дополнительных стопорных элементов;
- д) самопредохранение от перегрузки.

*Основные недостатки клеммовых соединений:*

- а) повышенный дисбаланс при вращении;
- б) большие габаритные размеры.

По конструктивным признакам различают два типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь и с разъемной ступицей.

### **3.3.2.5 Клиновые соединения**

Различают силовые и установочные *клиновые соединения*. Первые служат для прочного соединения деталей, а вторые — для регулирования и установки деталей в нужном положении.

В зависимости от способа образования различают два типа силовых клиновых соединений: напряженные и ненапряженные.

Однако значительное ослабление скрепляемых деталей отверстием под клин ограничивает применение силовых клиновых соединений.

*Основные достоинства клиновых соединений:*

- а) простота конструкции;
- б) удобство сборки и разборки;
- в) быстрота сборки и разборки;
- г) возможность создания больших сил затяжки
- д) возможность восприятия больших, как постоянных, так и переменных нагрузок.

*Основные недостатки клиновых соединений:*

- а) ослабление несущих деталей отверстиями под клин;

б) необходимость тщательной индивидуальной подгонки клиньев по отверстиям.

*Классификация клиновых соединений:*

1. По назначению:
  - силовые;
  - установочные.
2. По условиям посадки:
  - напряженные;
  - ненапряженные.

### **3.3.2.6 Штифтовые соединения**

*Штифтовые соединения* — это разъемные соединения, в основном предназначенные для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок.

*Основные достоинства штифтовых соединений:*

- а) простота конструкции;
- б) удобство сборки и разборки;
- в) невысокая стоимость;
- г) возможность осевой фиксации в обоих направлениях.

*Основные недостатки штифтовых соединений:*

- а) небольшая нагрузочная способность;
- б) значительное ослабление сечения вала;
- в) плохая работа при динамических нагрузках.

Основные виды штифтов: цилиндрические, конические, цилиндрические пружинные разрезные, просеченные цилиндрические и др.

### **3.3.2.7 Муфты**

*Муфты* осуществляют соединения валов, концы которых подходят друг к другу впритык или разведены на небольшое расстояние, при этом, в большинстве случаев, геометрическая ось одного вала является продолжением оси другого вала.

Муфты относятся к узлам, определяющие надежность всей машины. В приводах, с помощью муфт, осуществляется соединение вала двигателя с ведущим валом редуктора, ведомого вала редуктора с валом рабочего органа.

Муфта — это устройство, которое в зависимости от назначения и конструкции выполняет ряд основных и вспомогательных функций.

К основным функциям муфт относятся:

1. Соединение концов составляющих валов или концов валов отдельных машин и механизмов.

2. Передача крутящего момента без его изменения вдоль оси.

К дополнительным функциям муфт относятся:

а) компенсация незначительных, различных перекосов валов, которые могут возникнуть в результате неточности изготовления, монтажа, температурных деформаций, действия нагрузки, конструктивных особенностей машины или механизма (на практике обычно встречаются комбинированные смещения валов);

б) уменьшение динамических и вибрационных нагрузок;

в) предотвращение машин и механизмов от перегрузок;

г) включения и выключения машин и механизмов.

Муфты подразделяются на четыре класса: расцепные, нерасцепные, управляемые, самоуправляемые и др.

Нерасцепные муфты подразделяются на жесткие, не допускающие относительно смещения валов; компенсирующие, позволяют соединить валы при небольшой несносности; упругие, в которых соединяемым элементом является упругий элемент.

Управляемые муфты подразделяются на: кулачковые, имеющие кулачковые выступы на торцах полумуфт; фрикционные муфты, обеспечивающие плавное сцепление ведущего и ведомого валов под нагрузкой.

Автоматические (самоуправляемые) муфты подразделяются на: центробежные, обгонные и предохранительные. Последние предназначены для ограничения передаваемой нагрузки.

Наиболее распространенными в механическом оборудовании являются такие типы муфт как: втулочные, фланцевые, упругие втулочно-пальцевые (МУВП), зубчатые, упругие со звездочкой, кулачково-дисковые.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. Назовите преимущества и недостатки сварных конструкций по сравнению с заклепочными, литыми и коваными.

2. Какие виды сварки наиболее распространены в промышленности?

3. Укажите типы сварных швов.
4. Какие сварные швы применяют при сварке встык для достижения равнопрочности шва?
5. Как рассчитывают сварные соединения, выполненные встык и нагруженные разрушающими усилиями и моментом, также соединения внахлестку?
6. Как проводится расчет сварного соединения, нагруженного крутящим моментом?
7. Как выбирают допускаемое напряжение для стыковых и угловых швов при статических и переменных нагрузках?
8. Какие известны конструкции заклепок, и из каких материалов они изготавливаются?
9. На какие виды делятся заклепочные швы?
10. По каким диаметрам проводится расчет заклепок на прочность, и какой диаметр указывается в спецификации на изготовление заклепок?
11. Как рассчитывают прочные заклепочные швы?
12. Как рассчитывают заклепочные соединения, нагруженные разрушающим усилием и моментом, действующими в плоскости наложения листов?
13. Укажите область применения заклепочных соединений.
14. Какие прессовые посадки известны и как они осуществляются?
15. Приведите примеры соединений деталей с гарантированным натягом (соединений с прессовыми посадками).
16. Приведите расчет цилиндрического прессового соединения деталей при нагружении осевой силой или крутящим моментом
17. Почему в резьбовых соединениях применяют треугольный профиль резьбы?
18. Как определяется угол подъема винтовой линии резьбы?
19. Как определить усилие по оси болта, если известен крутящий момент?
20. Как рассчитывают болт, нагруженный только осевой силой (затяжка болта отсутствует)?
21. Как учитывается крутящий момент при расчете болтов, установленных с предварительной затяжкой?

22. В чем отличие расчета незатянутых и затянутых болтов?
23. Как рассчитывают болт, нагруженный силой поперек оси болта (болт установлен в отверстие с зазором и без зазора)?
24. Какие устройства применяют для разгрузки болта от поперечной силы?
25. Как рассчитывают болты клеммовых соединений и групповые болты, подверженные действию момента в плоскости соединения деталей?
26. Какие меры предусматриваются против самоотвинчивания винтов гаек?
27. Как выбирают допускаемые напряжения для болтов при действии на них статических и переменных нагрузок?
28. Какие шпонки применяют для ненапряженных и напряженных шпоночных соединений?
29. Как определяют размеры шпонок?
30. Как проводится проверочный расчет призматических и клиновых шпонок?
31. Укажите преимущества зубчатых соединений в сравнении со шпоночными.
32. Охарактеризуйте профильные соединения. Их достоинства и недостатки.
33. Выполните проверочный расчет на прочность зубчатых соединений.
34. В каких случаях применяют установочные и силовые клиновые соединения (напряженные и ненапряженные)?
35. Для чего предназначены муфты? На какие основные группы они делятся по конструкции и назначением?
36. Опишите конструкцию жесткой поперечно-свертной муфты. Где она применяется? Изложите методику ее проверочного расчета.
37. Как устроена упругая втулочно-пальцевая муфта МУВП и как проводится проверочный расчет ее деталей?
38. Опишите конструкцию зубчатой муфты и как она подбирается?
39. На какие типы делят управляемые муфты?
40. Почему фрикционные муфты имеют преимущественное применение? На какие типы они делятся, как устроены, как работают и как рассчитываются?

41. Как устроены и рассчитываются предохранительные муфты?
42. Опишите устройство и работу центробежной муфты и укажите в каких случаях не применяют.
43. Как устроена и где применяется муфта свободного хода (обгонная)?



## **4 ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ, ТОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН**

Выясните необходимость увязки расчетов деталей машин с экономическими требованиями. В связи с этим значительную роль играет рациональный выбор материалов и способов их обработки. Поэтому, нужно знать основные машиностроительные материалы, их марки, механические свойства и область применения. Необходимо обратить внимание на заменители дефицитных материалов, на использование пластмассовых деталей.

Основными показателями качества механизмов и машин являются экономичность и рациональность в эксплуатации, точность, производительность, надежность, безопасность в работе, удобство в управлении и обслуживании, технический уровень, внешний вид. Одним из важнейших показателей качества машин является их надежность.

### **4.1 Технологичность**

На себестоимость машин большое влияние оказывает *технологичность* конструкций, поэтому необходимо выяснить, что является технологичностью и какими способами она достигается (способ изготовления, класс точности, взаимозаменяемость, стандартизация).

*Технологичность изделия* есть совокупность его свойств, обеспечивающих оптимизацию затрат при производстве, эксплуатации и ремонте с учетом заданных показателей качества, объема выпуска и выполнения устройств. Различают производственную, эксплуатационную и ремонтную технологичность конструкции.

*Производственная технологичность* определяется объемом работ по технической подготовке производства, сложностью изготовления, сложностью сборки и наладки.

*Эксплуатационная технологичность* определяется объемом работ по подготовке изделия к использованию по назначению, эксплуатации, ремонту и утилизации, а *ремонтная технологичность* характеризует свойства изделия при всех видах ремонта и проявляется в сокращении средств и времени на все виды ремонта.

*Основные методы обеспечения технологичности конструкции:*

- использование простой и обработанной в производстве базовой конструкции разрабатываемого прибора;
- выбор формы и размеров компонентов деталей и узлов конструкции приборов, с учетом экономической целесообразности способов формы образования, уменьшающих материалоемкость прибора;
- выбор унифицированной оснастки и стандартного оборудования используемого при реализации технологических процессов;
- уменьшение номенклатуры используемых материалов и полуфабрикатов;
- уменьшение применения дефицита и токсичных материалов, драгоценных металлов;
- обоснованный выбор точности изготовления деталей и узлов приборов (качества);
- конструктивная и функциональная взаимозаменяемость, минимизация числа подстроечных и регулировочных операций;
- контролепригодность и инструментальная доступность элементов деталей и узлов, особенно при автоматизированном и механизированном производстве прибора;
- технологичность конструкции прибора должна обеспечиваться на всех этапах его разработки или проектирования. В техническом задании определяют требования к технологичности в целом, устанавливается связь между эксплуатационными показателями изделия и технико-экономическими требованиями с использованием новых материалов и технологических процессов.

На всех этапах разработки и создания прибора должен быть установлен жесткий контроль за качеством разрабатываемой конструкторской документации на технологичность.

Технологичность — изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

Условно различают технологичность изготовления и эксплуатационную технологичность. К последней относят ремонтпригодность, восстанавливаемость, приспособленность к человеку, в том числе удобство и безопасность обслуживания, и требуемый уровень подготовки обслуживающего персонала, дефицитность и нормы расходования эксплуата-

ционных материалов; степень воздействия объекта на окружающую среду; возможности консервации, хранения, транспортирования и др.

Технологичность (изготовления) условно разделяют на технологичность детали и технологичность соединения или сборочной единицы, «условно», потому как оба эти вида находятся в неразрывной связи. Общий подход к выбору конструктивных решений, исходя из данного условия, независимо от функции, технологии и материалов — это простота геометрической формы, плавные переходы от одного элемента конструкции к другому и унификация (повторяемость) элементов, деталей, сборочных единиц и агрегатов.

Технологичной называется конструкция машины, которая обеспечивает заданные эксплуатационные качества и позволяет при данной серийности изготавливать ее с наименьшими затратами труда и материалов. Технологичность конструкции тесно связана с серийностью, обеспечивающей ее соответствие масштабу выпуска и условиям производства. В значительной степени технологичность конструкции обеспечивается широким внедрением стандартизации, нормализации и унификации, использованием полуфабрикатов и рекомендуемых материалов, а также типизацией технологических процессов. Основные условия обеспечения технологичности связаны со способами получения заготовки, механической обработки и с точностью изготовления деталей и сборки.

Литые детали должны обеспечивать легкость формовки, сочетание толщин стенок, плавные закругления, литейные уклоны, правильное расположение ребер, удобство для базирования и механической обработки. Детали, получаемые ковкой, штамповкой, прокаткой, не должны иметь острых внутренних углов, резких перепадов толщин стенок, обеспечивать хорошее «растекание» металла в штампе и уклоны, обеспечивающие удаление детали из штампа.

Методом литья получают детали практически неограниченной сложности, а посредством штамповки изготавливают детали сравнительно простой конфигурации, но с применением сварки из штампованных элементов выполняют изделия весьма сложной формы.

Зубья, резьбу и другие подобные элементы лучше получать накатыванием, а не нарезанием.

Соответствие технологического процесса принятому материалу обеспечивает возможность получения заданных свойств материала.

Рациональная последовательность технологических процессов и операций обусловлена как конструкцией и материалом изделия, так и выбранными способами изготовления. Целесообразно предусмотреть геометрическую форму, для воспроизведения которой необходимо минимальное количество, минимальное разнообразие процессов и операций, и не желателен возврат к предшествующим видам обработки. Следует, например, помнить, что термическая или химико-термическая обработка, нанесение на поверхности покрытий, как правило, приводят к снижению точности детали и требуют дополнительной обработки — шлифования, доводки и т. п.

Еще одно направление обеспечения технологичности сопряжено с появлением новых материалов, обладающих уникальными свойствами, речь идет о некоторых видах пластмасс и композиционных материалов.

Наиболее актуальным вопросом современного конструирования является обеспечение технологичности сборочной единицы. Сборку автоматизировать труднее всего, поэтому стоимость ручных сборочных операций занимает все большую часть из общей стоимости изделия. Не случайно промышленные компании стремятся разместить сборочные предприятия в районах с наиболее дешевой рабочей силой. В этой связи на всех этапах конструирования процесс сборки должен продумываться самым тщательным образом.

Основные приемы обеспечения рациональной сборки — это блочность конструкции и простота траектории относительного движения и относительного ориентирования в процессе соединения деталей или сборочных единиц.

Таким образом, под технологичностью конструкций и их деталей подразумевается придание им соответствующих конструктивных форм и применение для их изготовления таких материалов и приемов, которые обеспечивают наименьшие в требуемых пределах массу и размеры конструкции, минимальный расход материалов, наибольшую простоту и экономичность производства.

## 4.2 Точность

Изучая допуски и посадки, необходимо усвоить терминологию, запомнить основные понятия, знать системы посадок, квалитеты и посадки по стандартам, где их применяют, как обозначают размеры с указанием полей допусков на чертежах.

Под *точностью* детали или машины понимают степень ее приближения к геометрически правильному прототипу. Точность является важнейшим показателем качества продукции в машиностроении. Чаще всего приходится иметь дело с точностью геометрических параметров.

Абсолютные размеры и другие показатели продукции в производстве достичь нельзя. Поэтому работают при изготовлении изделий в пределах регламентированных допусков. *Допуск* представляет собой разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Различают *функциональные, конструкторские и технологические* допуски.

Функциональные допуски устанавливают, исходя из допустимых отклонений эксплуатационных показателей машины или деталей. В функциональный допуск входят эксплуатационный и конструкторский допуски. Первый характеризует запас точности, необходимый для длительной эксплуатации изделия. Второй идет на компенсацию различных погрешностей изготовления деталей, сборки соединений и машин, их регулировки, а также компенсирует прочие погрешности изготовления машин.

Допуски на промежуточные размеры, возникающие в ходе выполнения технологического процесса, называют технологическими. Они связаны со сложными процессами возникновения погрешностей в процессе изготовления деталей и сборки машин.

Точность — понятие комплексное, поэтому вопросы точности должны решаться не изолированно, а комплексно для всего технологического процесса изготовления машины, начиная от получения заготовок и заканчивая сборкой машины. С развитием автоматизации производства задача достижения стабильного качества машин становится все более актуальной; ее решение должно базироваться на исследовании технологических факторов, влияющих на точность.

Для количественной оценки точности деталей используются следующие основные показатели:

1. Точность расстояния между какими-либо двумя поверхностями детали или точность размеров поверхности детали, придающих ей те или иные геометрические формы (например, диаметр и длина цилиндрической шейки ступенчатого вала).

2. Точность поворота одной поверхности относительно другой, выбранной за базу. Под точностью поворота понимается величина отклонения от требуемого углового положения одной поверхности относительно другой в каждой из двух координатных плоскостей.

3. Точность геометрических форм поверхностей детали.

Различают три вида отклонений поверхностей детали от их геометрических форм:

– макрогеометрические отклонения, под которыми понимают отклонения реальной поверхности от правильной геометрической формы в пределах габаритных размеров этой поверхности; например, отклонение плоской поверхности от плоскостности, поверхности цилиндра, конуса, шара от их геометрических представлений;

– волнистость, представляющая собой периодические неровности поверхности, встречающиеся на участках протяженностью до 10 мм;

– микрогеометрические отклонения (микронеровности), под которыми понимают отклонения реальной поверхности в пределах небольших ее участков.

Микрогеометрические отклонения называют *шероховатостью* поверхности. Выбирая тот или иной параметр шероховатостей детали, тем самым устанавливают допуск на микроотклонения поверхностей от геометрически правильной формы.

Обеспечение точности формы всегда связано с преодолением технологических трудностей, гораздо более ощутимых, чем в случае достижения заданного размера.

Между всеми перечисленными выше показателями точности детали существуют качественные и количественные взаимосвязи. В связи с этим измерение точности детали надо начинать с измерения микронеровностей, затем надо измерять макронеровности, макрогеометрические отклонения, отклонения от требуемого поворота, и, наконец, точность расстояния или размера. Указанную последовательность измерения необходимо соблюдать при проектировании операционных карт контроля деталей.

Рассмотренные выше показатели, характеризующие точность детали, целиком используются и для характеристики точности машины и отдельных соединений двух или нескольких деталей. Различие заключается только в том, что у детали все показатели точности относятся к поверхностям только данной детали, у машины же они относятся к исполнительным поверхностям, принадлежащим различным связанным одна с другой деталям машины.

Исходя из изложенного выше, точность машины характеризуется следующими основными показателями:

1. Точностью относительного движения исполнительных поверхностей машины.

2. Точностью расстояний между исполнительными поверхностями или заменяющими их сочетаниями поверхностей и их размеров.

3. Точностью относительных поворотов исполнительных поверхностей.

4. Точностью геометрических форм исполнительных поверхностей (включая макрогеометрию и волнистость).

5. Шероховатостью исполнительных поверхностей.

Квалитет (степень точности) — это совокупность допусков, соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.

В единой системе допусков и посадок предусмотрено 20 квалитетов 01; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17 и 18. Возрастание номера квалитета соответствует увеличению допуска (снижению точности).

Обозначается квалитет буквами IT (ISO Tolerance), рядом ставится номер квалитета.

Квалитеты с 01 до 4 предназначаются для особо точных деталей, калибров, измерительных и режущих инструментов, с 5 по 13 — для соединения деталей машин, остальные — для свободных и грубых размеров в машиностроении.

### **4.3 Надежность**

Рассматривая *надежность* машин, ознакомиться с критериями надежности и долговечности машин. Обратит внимание на основные направления повышения надежности: снижение динамической нагрузки; создание оптимальных форм деталей машин; уменьшение концен-

трации напряжений; разные виды упрочнения; повышение износостойкости путем поверхностной закалки, покрытий, применения износостойких материалов и высокоэффективных смазок.

*Надежность* — это свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих режимам и условиям использования, технического обслуживания и ремонта, хранения и транспортирования.

*Общие конструктивные требования к деталям:*

1. Форма детали должна предусматривать устранение возможности возникновения концентрации напряжений и чрезмерных деформаций. При термической обработке концентрация напряжений появляется в местах резких изменений формы детали (шпоночные пазы, вырезы, подрезы, канавки, грубо обработанные поверхности и сварные швы).

2. Детали не должны иметь острых углов, тонких концов и выступов.

3. Стенки полых деталей должны быть одинаковой толщины.

4. Сечение детали должно быть по возможности симметричным. Большая асимметрия может привести при закалке к значительной деформации и даже к разрушению детали.

5. Внутренние углы и резкие переходы деталей должны быть закруглены, чтобы избежать образования закалочных трещин. У деталей, закаливаемых в воде, радиусы закруглений должны быть не менее 0,5 мм, а у деталей, закаливаемых в масле, — не менее 0,25 мм. При меньших радиусах закруглений необходимы специальные меры для защиты деталей в углах и в местах резких переходов от трещинообразования, что усложняет и удорожает термообработку.

6. У деталей, закаливаемых с внутренней стороны поверхности, необходимо обеспечить возможность удаления образующегося при закалке пара. В противном случае нельзя гарантировать получения на внутренних поверхностях требуемой твердости, не исключены коробление и трещины.

#### **4.4 Проектирование и конструирование**

Проектирование — это процесс создания проекта-прототипа, образа предполагаемого объекта. В процессе проектирования и конструирования машин разрабатывают документацию, необходимую для их изготовления, монтажа, испытания и эксплуатации. При этом к проек-



тированию обычно относят разработку общей конструкции изделия. Конструирование же включает в себя дальнейшую разработку всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальную конструкцию. Документация, получаемая в результате проектирования и конструирования, называется проектом.

Согласно требованиям стандарта установлено пять стадий проектирования:

- техническое задание (ТЗ);
- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект и разработка рабочей документации

*Техническое задание* содержит назначение, технические характеристики и требования к показателям качества разрабатываемого изделия.

*Техническое предложение* включает в себя совокупность конструкторских документов по обоснованию технической и технико-экономической целесообразности разработки изделия с учетом технического задания.

*Эскизный проект* — это совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, отражающие общее представление об устройстве и принципе действия проектируемого изделия, а также данные, определяющие его назначение и основные параметры

Эскизный проект обычно разрабатывают в нескольких вариантах с необходимыми расчетами.

На начальной стадии эскизного проектирования расчеты, как правило, выполняют приближенными.

Окончательный расчет для выбранного варианта конструкции выполняют в форме проверочного.

Отдельные размеры элементов деталей (например, диаметры выступающих концов валов, ступиц, дисков, ободьев тел вращения и др.) не рассчитывают, а принимают на основании существующего опыта проектирования подобных конструкций, обобщенных в нормативно-справочных документах.

Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта.

*Технический проект* — это конструкторская разработка, содержащая окончательное техническое решение и дающая полное представление об устройстве разрабатываемого изделия.

В проект входят чертежи общих видов изделия и его сборочных единиц, а также пояснительная записка, в которой обоснованы показатели надежности сборочных единиц и изделия в целом, отражено соответствие изделия требованиям техники безопасности и охраны окружающей среды, эргономическим нормам и др.

Разработка рабочей документации — заключительная стадия проектирования, в ходе которой разрабатывают конструкции деталей, удовлетворяющие требованиям их надежности, технологичности и экономичности.

Под *конструированием* некоторые авторы понимают весь процесс от идеи до изготовления машин, некоторые — лишь завершающую стадию его подготовки. Но в любом случае *цель и конечный результат конструирования* — создание рабочей документации, по которой можно без участия разработчика изготавливать, эксплуатировать, контролировать и ремонтировать изделие.

Этапы процесса конструирования:

- формирование требований и выходных параметров;
- выбор или синтез (составление, соединение) структуры в виде отдельных блоков;
- выбор или синтез конфигурации каждого из блоков;
- выбор материалов и синтез геометрии отдельных элементов.

Каждый из этапов предполагает компоновку объекта из составляющих частей, исходя из данных, содержащихся в справочной литературе, предпочтительно в электронном виде — автоматизированном банке данных. Для любого этапа нужно иметь аналоги и прототипы, так как незачем повторять работу, сделанную другими. Все творческие усилия следует направить на составление и сопоставление вариантов для конкретных условий, например, какой привод лучше подходит: электрический, гидравлический или пневматический, — как перераспределены функции между приводом, передаточным механизмом и системой управления, между несущей частью (рамой) и исполнительным звеном и т. п.

*Функциональная целесообразность* — принцип, означающий соответствие выбранного решения поставленной задаче. Иными словами — задача должна быть выполнена без превышения необходимых затрат.

Функциональная целесообразность предусматривает, в частности, обеспечение минимально допустимой для заданной функции прочности, минимальной жесткости и других характеристик, если их повышение сопряжено с увеличением массы, удорожанием изготовления и эксплуатации устройства; выполнение защитных конструкций тонкостенными (в виде кожухов) в отличие от несущих конструкций; обеспечение высокой точности и центрирования деталей только в случаях, когда это влияет на работоспособность устройства; исключение лишних опор для деталей, которые могут самоустанавливаться; обеспечение высокого качества только трущихся, посадочных, а также открытых для обозрения и контакта поверхностей.

Выбор схем и конструкций должен быть на альтернативной основе. Основная функциональная задача решается благодаря выполнению множества частных функций, таких как восприятие определенного вида нагрузки, изменение определенного параметра движения, передача вращающего момента, центрирование, компенсация определенной погрешности, ограничение перемещений и т.п. Из многообразия частных функций и их конструктивных решений нужно определить ту единственную совокупность, которая в полной мере соответствует поставленной задаче, причем совмещение функций позволяет привести к уменьшению габаритных размеров и массы.

*Многopotочность передачи энергии.* Одна из основных задач конструирования — передача механической энергии от источника (привода) к испытательному устройству (рабочему органу) машины. Под многopotочной передачей понимается параллельное (в энергетическом, кинематическом или силовом нагрузочном смысле) размещение нескольких кинематических цепей (соединений) или нескольких подвижных соединений. К таким системам относятся:

– планетарные многосателлитные передачи, в том числе, частные варианты с неподвижными осями колес, передачи с многопарным зубчатым зацеплением (например, волновые зубчатые передачи), многодисковые вариаторы скорости и т. п.;

– многоэлементные (например, шлицевое соединение в сравнении со шпоночным) и групповые неподвижные соединения, в т. ч. многоэлементные упругие соединительные муфты и др.;

– многопоточные (замкнутые) механические передачи движения с постоянным передаточным отношением;

– многопоточные (замкнутые) комбинированные передачи с изменяемым (регулируемым) передаточным отношением из параллельных ветвей;

– многодвигательные приводы с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;

– многодвигательные приводы с дифференциальным соединением (через суммирующий механизм) выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;

– многодвигательные приводы с двумя и более выходными звеньями с соединением ветвей системы через дифференциальный (разветвляющий, суммирующий) механизм;

– разветвленные механические трансмиссии, присоединяющие одновременно или выборочно несколько выходных звеньев к общему двигателю;

– многопоточные многоподвижные манипулирующие механизмы.

Многопоточность при одинаковой функции сравниваемых устройств (характера воспроизводимого движения, несущей нагрузочной способности) имеет ряд преимуществ.

Дробление энергетического потока приводит к уменьшению размеров и массы каждого из элементов или звеньев параллельных ветвей, но происходит это не пропорционально уменьшению нагрузки, а в большей мере так, как «срабатывает» масштабный эффект — влияние размеров объекта на изменение характеристик сопротивления усталости, трения и изнашивания и т. п. Чем меньше диаметр заготовки, тем выше достигаемые механические свойства материала, тем больше технологических возможностей совершенствования геометрической формы и точности ее воспроизведения, а также уменьшения шероховатости. Уменьшение размеров приводит к уменьшению линейных скоростей звеньев и скоростей скольжения, что позволяет уменьшить виброактивность системы, легче решать проблемы виброзащиты, снижать потери

на трение, выбирать более рациональные решения подшипников и уплотнений, обеспечивать герметичность соединений и т. п.

Уменьшение размеров детали может привести к изменению схемы ее нагружения и возможности изменения геометрической формы в сторону ее упрощения — сравнив, например, форму сателлита в виде кольца с зубьями с формой обычного зубчатого колеса, содержащего обод, диск и ступицу.

Чем меньше размеры деталей, тем легче осуществить автоматизацию обработки и сборки. В конечном итоге стоимость изготовления нескольких однотипных деталей или элементов может быть уменьшена по сравнению со стоимостью изготовления одной крупной детали.

Варьированием количества двигателей, редукторов, соединений в одной системе можно добиться рационального использования унифицированных, уже выпускаемых сборочных единиц, в т. ч. используемых в других системах.

Имеются и другие преимущества многопоточных систем, но в то же время следует предупредить читателя, что любое направление в конструировании не лишено недостатков, поэтому в каждом конкретном случае многопоточную систему нужно рассматривать как альтернативный вариант (или варианты) однопоточной системе и выбирать из них наиболее подходящий для решения поставленной задачи.

#### **4.5 Системы автоматического проектирования (САПР)**

В рамках жизненного цикла промышленных изделий САПР решает задачи автоматизации работ на стадиях проектирования и подготовки производства. Основная цель создания САПР — повышение эффективности труда инженеров, включая:

- сокращение трудоёмкости проектирования и планирования;
- сокращение сроков проектирования;
- сокращение себестоимости проектирования и изготовления, уменьшение затрат на эксплуатацию;
- повышение качества и технико-экономического уровня результатов проектирования;
- сокращение затрат на натурное моделирование и испытания.

Достижение этих целей обеспечивается путем:

- автоматизации оформления документации;
- информационной поддержки и автоматизации процесса принятия решений;
- использования технологий параллельного проектирования;
- унификации проектных решений и процессов проектирования;
- повторного использования проектных решений, данных и наработок;
- стратегического проектирования;
- замены натуральных испытаний и макетирования математическим моделированием;
- повышения качества управления проектированием;
- применения методов вариантного проектирования и оптимизации.

#### *Вопросы для самоконтроля*

1. Какие материалы применяются в машиностроении, и какие их механические свойства?
2. Какие виды термической и химико-термической обработки металлов применяют в машиностроении?
3. Какие пластмассы применяют в машиностроении, и какие детали из них изготавливают?
4. Какая роль стандартизации в машиностроении?
5. Как понимается выражение "взаимозаменяемость деталей"?
6. Какую цель преследует стандартизация допусков и посадок?
7. В чем заключаются основы построения системы допусков и посадок?
8. Как условно обозначают на чертежах отклонения в системе вала и отверстия по ЕСКД?
9. Какое значение имеет технологичность конструкции?
10. Какие существуют основные направления повышения надежности и долговечности деталей машин?

## 5 ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ

### 5.1 Динамический анализ механизмов

*Динамическим анализом механизма* называется определение сил по заданному движению или определение движения механизма под действием приложенных сил.

В зависимости от знака элементарной работы все силы, действующие на звенья механизма, подразделяют на силы движущие и силы сопротивления. Движущей силой называется сила, элементарная работа которой положительна, а силой сопротивления — сила, элементарная работа которой отрицательна. Элементарная работа силы определяется как скалярное произведение силы на элементарное перемещение точки ее приложения.

Движущие силы и силы сопротивления обычно являются функциями перемещения и скоростей точек суммы сил, а иногда функциями времени. Силы тяжести могут быть или силами движущими, или силами сопротивления, в зависимости от направления элементарных перемещений. Силы трения в кинематических парах являются функциями сил нормального давления на поверхность, относительной скорости перемещения звеньев, параметров масла и тому подобное. Иногда пользуются приближенными выражениями для сил трения.

Методы динамического анализа целесообразно рассмотреть применительно к плоским механизмам с одной степенью свободы, являющимися наиболее распространенными механизмами.

Одним из заданий динамического анализа механизма является проведение его кинетостатического расчета, при котором определяются реакции в кинематических парах и уравнивающий момент, приложенный к начальному звену, от действия внешних сил и сил инерции.

Силовой расчет механизма, обычно, проводится методом планов сил по отдельным структурным группам Ассура, кинетостатический расчет по определенным кинематическим цепям. Для этих цепей число неизвестных реакций совпадает с числом условий кинетостатики.

Знание величин реакций в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма на прочность. Уравнивающий момент обеспечивает заданное движение механизма. Для технологических машин по уравнивающему (движущему) моменту и частоте вращения начального звена

определяется мощность приводного двигателя. Для машин-двигателей уравновешивающим моментом является момент сопротивления рабочей машины.

Другим заданием динамического анализа является определение движения начального звена механизма по заданным силам. Решение этой задачи заключается в нахождении закона движения начального звена, под которым подразумевается зависимость обобщенной координаты от времени. Закон движения начального звена является решением уравнения движения механизма.

Одна из наиболее простых форм уравнения движения механизма получается на основе теоремы про изменение кинетической энергии механической системы. Это уравнение называют уравнением движения механизма в форме интеграла энергии (или в форме уравнения кинетической энергии). Указанное уравнение имеет простейшую запись, если оно составлено для звена приведения обычно совпадающего с начальным звеном механизма.

Масса поступательно движущегося звена или момент инерции вращающегося звена приведения, определяются из того условия, что его кинетическая энергия равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма, а мощность приведенной силы (момента силы) равна сумме мощностей всех сил приводимых моментов.

Кроме уравнения движения механизма в форме интеграла энергии, в некоторых случаях, удобно применять уравнения движения механизма, представленное в форме дифференциального уравнения второго порядка.

Для уравнения движения механизма, обычно, не удается получить аналитических решений, поэтому используют графоаналитические решения или применяют численные решения уравнений на ПЭВМ.

## **5.2 Режимы работы и коэффициент полезного действия (к.п.д.) механизмов**

При рассмотрении движения механизма различают *три режима*: разгон, установившееся движение и выбег. Одной из кинематических характеристик установившегося движения механизма является коэффициент неравномерности движения, который оценивает относительное колебание скорости звена приведения. Если движение механизма является недостаточно равномерным, то, используя соответствующий маховик, можно ограничить колебания скорости в допускаемых границах.



Другой характеристикой установившегося движения является *коэффициент полезного действия* (к.п.д.) механизма, под которым понимается отношение работы, затраченной за период установившегося движения на преодоление полезных сопротивлений, к работе движущих сил. К.п.д. характеризует эффективность использования энергии, подводимой к механизму.

Повышенные значения сил трения заметно снижают к.п.д. механизма, существенно влияют на распределение сил и движения звеньев в механизме. При некоторых соотношениях между параметрами механизма, вследствие трения, движение звена в необходимом направлении не может начаться независимо от величины движущей силы. Такое явление называется самоторможением механизма. В большинстве механизмов самоторможение недопустимо, но, в некоторых случаях оно используется для предупреждения произвольного движения в обратном направлении.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Напишите уравнение для определения элементарной работы и мощности силы (момента).

2. Какие силы относятся к движущим, а какие к силам сопротивления? Назовите факторы, влияющие на величину силы трения. Как определяется направление силы трения?

3. Каково здание кинестатического анализа механизма: что задано и что необходимо найти?

4. С какой целью в систему сил, действующих на механизм, вводятся силы инерции? Как определяются инерционные нагрузки для звеньев с поступательным, вращательным и сложным движением? Зависят ли положения центра качания звена от его закона движения?

5. Что предварительно известно о направлении действия реакций во вращательных и поступательных парах (без учета сил трения)?

6. Почему нельзя выполнять кинестатический анализ механизма в целом?

7. Сформулируйте условие кинестатической определенности кинематической цепи.

8. Если механизм образован присоединением к начальному звену двух групп Ассур, то с какой группы надо начинать силовой расчет?

9. Какие есть способы определения уравновешивающего момента?

10. Какой физический смысл момента силы относительно полюса, повернутого на  $90^\circ$  плана скоростей?

11. Назовите характер уравнивающего момента, если он направлен в сторону вращения кривошипа и если наоборот.

12. Исходя из каких условий определяется приведенная сила (момент) и приведенная масса (момент инерции)?

13. Можно ли применять рычаг Жуковского для определения приведенной силы? Зависит ли величина приведенной силы в данном положении механизма от скорости звена приведения?

14. Почему приведенная масса (или момент инерции), для рычажного механизма, изменяется с изменением положения звена приведения, а для зубчатого механизма постоянная? Изменяется ли приведенная масса с изменением скорости звена приведения?

15. Какое уравнение движения (в форме интеграла энергии или дифференциальной форме) следует применять для определения закона движения, когда приведенная сила является функцией скорости?

16. Изменяется ли кинетическая энергия механизма рычага за цикл и внутри цикла установившегося движения? Какие причины изменения скорости звена приведения рычажного механизма при установившемся режиме работы? Являются ли эти колебания периодическими или непериодическими. Как оцениваются колебания угловой скорости?

17. Поясните регулирующее действие маховика из физического смысла и по уравнению кинетической энергии; покажите, что увеличение момента инерции вращающегося звена механизма выравнивает его скорость. Как влияет введение маховика на время разгона и выбега?

18. Какие методы применяются для численной интеграции на ПЭВМ нелинейных дифференциальных уравнений движения звена приведения?

19. Какой метод определения момента инерции маховика целесообразно использовать при решении задачи на ПЭВМ?

20. С помощью какого коэффициента оценивается эффективность использования энергии, подводимой к механизму? Как определяется к.п.д. при последовательном и параллельном соединении механизмов? Поясните явление самоторможения.

## 6 УРАВНОВЕШИВАНИЕ И ВИБРОЗАЩИТА МАШИН

Работа современных быстроходных и грузоподъемных машин связана с колебаниями и вибрациями. Колебания в машинах могут быть полезными или вредными. Действие некоторых машин основано на эффекте колебаний (вибрационные транспортеры, виброударные машины для забивания свай и т. д.). В большинстве случаев колебания являются нежелательными, поскольку снижают надежность машин, вызывают шум и вредно влияют на организм человека.

### 6.1 Колебания механических систем

Напомним, что *колебаниями механической системы* (в частности, машины или механизмы) называют движение системы, при котором хотя бы одна и обобщенных координат или их производных, по очереди, возрастает и убывает во времени. Различают свободные колебания, происходящие без переменного внешнего действия и поступление энергии извне, и вынужденные, вызванные и поддерживаемые переменной во времени внешней силой.

Колебания называются периодическими, если состояние механической системы, определяемой значениями обобщенных координат и их производных, повторяется через равные промежутки времени, наименьший из которых называется периодом колебаний. Число периодов в единицу времени называется частотой. При свободных колебаниях частота зависит только от собственных свойств системы (но не от сил) и, поэтому, называется собственной частотой.

Простым видом периодических колебаний являются гармонические колебания, при которых обобщенная координата прямопропорциональна синусу от аргумента, линейно зависящего от времени.

Колебания системы с одной степенью свободы описываются одним дифференциальным уравнением второго порядка колебательного типа. Если система характеризуется двумя степенями свободы, то ее колебания определяются из системы двух таких уравнений.

При совпадении частоты возбуждающей силы с собственной частотой системы наступает явление резонанса системы, заключающееся в значительном увеличении амплитуды колебаний.

Частоту возбуждающей силы, ведущую к возникновению резонанса, называют резонансной или критической.

Понизить уровень колебаний удастся путем снижения амплитуд, частот и сил, действующих в колебательных системах за счет рационального выбора их параметров, или применением демпферов — устройств для увеличения сил сопротивления, зависящих от скоростей. Если выбор параметров системы или демпфирование не снижает уровень колебаний, то применяют виброзащитные системы — дополнительные устройства для защиты от вибраций.

## 6.2 Виброзащита механических систем

Различают два способа *виброзащиты*: *виброгашение* и виброизоляцию. *Виброгашение* основано на присоединении к машине дополнительных колебательных систем — динамических виброгасителей, создающих динамические действия, уменьшающие интенсивность колебаний. *Виброизоляция* заключается в установке специального приспособления — виброизолятора, предназначенного для уменьшения динамической реакции, передающейся на фундамент между машиной, являющейся источником возбуждения колебаний и фундаментом — защищаемым объектом.

Понизить виброактивность машины часто удается путем уравновешивания сил инерции (масс) отдельных звеньев или всего механизма в целом. Простым из заданий этого типа является уравновешивание вращающегося звена (ротора). Различают два вида уравновешивания сил инерции вращающегося звена: статическое и динамическое (полное). Статическим уравновешиванием вращающегося звена называется такое перераспределение его массы, при котором ось вращения проходит через центр масс звена. Динамическим уравновешиванием вращающегося звена называется такое распределение его массы, при котором ось вращения звена совпадает с одной из его центральных главных осей.

Уравновешивание масс вращающихся звеньев проводится на специальных устройствах, называемых балансировочными станками. Используются балансировочные станки разных конструкций. Существуют станки для автоматического балансирования роторов.

Для устранения переменных действий на фундамент работающих механизмов проводят их уравновешивание. Уравновешиванием меха-

низма называется такое распределение масс звеньев механизма, при котором главный вектор и главный момент сил инерции равны нулю (полное уравновешивание масс). При статическом уравновешивании масс механизмов равен нулю только главный вектор сил инерции звеньев. Для определения масс противовесов, обеспечивают статическое уравновешивание, применяют метод замещающих масс.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какими уравнениями описываются колебания системы с одной и двумя степенями свободы? Уравнения какого вида описывают незатухающие и затухающие колебания?
2. Назовите основные характеристики колебательных процессов.
3. Как влияют на частоту собственных колебаний масса и жесткость?
4. В каком случае наступает резонанс?
5. Работоспособность каких машин обеспечивается за счет использования эффекта колебаний?
6. Какие нежелательные последствия колебаний в машинах и механизмах?
7. Назовите основные способы снижения уровня колебаний в машинах и механизмах, а также виброзащиты.
8. Как определить массу и жесткость для динамического виброгасителя по известной частоте вынужденных колебаний?
9. В каком случае демпфирование системы ухудшает виброзащитные свойства линейного виброизолятора? Когда коэффициент динамичности совпадает с коэффициентом передачи сил?
10. Что такое неуравновешенность и каковы ее вредные последствия?
11. Назовите виды уравновешивания вращающихся масс и рычажных механизмов. В каком случае уравновешивание является полнейшим?
12. Сколько уравновешивающих грузов необходимо установить на ротор при статическом и динамическом уравновешивании вращающихся масс?
13. Приведите случай размещения масс относительно оси вращения, который вызывает появление только неуравновешенной пары сил инерции. Где находится общий центр масс?

14. Может ли полностью уравновешенная масса ощущать внутреннее напряжение и получать деформации от действия сил инерции?

15. Должен ли перемещаться общий центр масс рычажного механизма при его статическом уравнивании?

16. Запишите уравнения для определения замещающих масс при их статическом размещении.

17. Сколько противовесов и где необходимо установить на кривошипно-ползунном механизме для уравнивания горизонтальной составляющей сил инерции при статическом уравнивании?

## 7 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

При изучении динамических процессов, протекающих в механизмах и машинах, наряду с теоретическим анализом проводят и *экспериментальные исследования*. Теоретическим путем обычно не удастся учесть всех особенностей протекающих процессов, а также получить математическое описание сил производственного сопротивления, трения и движущих сил. Поэтому, в целях установления действительных характеристик машин и получения данных для выполнения необходимых расчетов требуется экспериментальное исследование.

Настройка рабочих режимов отдельных машин, диагностирование их состояния также производится экспериментальным путем. Поэтому современному инженеру-механику, конструктору, технологу, а также инженеру, занимающемуся эксплуатацией машин, необходимо иметь представление о способах экспериментальной динамики.

В процессе экспериментальных исследований могут определяться: движущие силы, силы производственного сопротивления и трения, силы, возникающие в различных элементах механизмов и машин, перемещения, скорости и ускорения. В существующих датчиках реализуются известные физические явления и свойства материалов.

Свойство проволоки изменять свое омическое сопротивление при растяжении и сжатии используется в датчиках (тензодатчиках) для замера сил, моментов, давлений, ускорений. При этом датчики наклеиваются на деталь, деформируемую измеряемыми силами (или динамическими нагрузками), и включаются в электрическую цепь.

Индукционные датчики, представляющие собой проволочную катушку, перемещаемую в магнитном поле, используются для замера линейных скоростей, так как э.д.с. индукции пропорциональна скорости перемещения катушки.

Для замера перемещений применяются индуктивные и реохордные датчики. В основе первых из них лежит способность катушки изменять индуктивность при различном положении в ней сердечника.

В реохордных датчиках подвижный контакт перемещается вдоль проволоки, включенной в электрическую цепь, что приводит к изменению омического сопротивления цепи и величины электрического сигнала.

При измерении механических величин, с помощью электрических сигналов, в качестве регистрирующих приборов обычно применяются магнитоэлектрические осциллографы, в которых луч света, отраженный от зеркальца на гальванометре (шлейфе), попадает на перемещающуюся светочувствительную пленку. Угол поворота зеркальца на шлейфе пропорционален величине электрического сигнала. В тех случаях, когда чувствительность осциллографа недостаточна, сигнал от датчика предварительно усиливается. При больших значениях сигналов в электрическую цепь вводятся дополнительные сопротивления, имеющиеся в шунтовых коробках.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Назовите задачи экспериментального исследования.
2. Какие кинематические и динамические характеристики машин могут быть определены экспериментально?
3. Какие датчики можно использовать для определения перемещений звеньев?
4. Для каких целей используются индукционный датчик, тензодатчики? Какие физические явления и свойства материалов положены в основу их работы?
5. Назовите используемые регистрирующие приборы.
6. Каково назначение шлейфа?
7. Что необходимо сделать, если сигнал от датчика ниже чувствительности осциллографа?



## 8 МАШИНЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Под *машиной-автоматом* понимается машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека. Совокупность машин-автоматов, связанных между собой и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, называется автоматической линией.

### 8.1 Основные понятия

Управление движением инструмента при обработке изделий сложной формы (например, кулачков) осуществляется от копира непосредственно или через следящую систему, в которой управляющий золотник сопряжен с копиром, а инструмент приводится в движение силовым гидроцилиндром.

В машинах-автоматах используется также числовое программное управление, при котором информация о требуемых перемещениях выходных звеньев сообщается системе управления в виде чисел. Основным элементом этого управления является регулируемый привод (шаговый электродвигатель), который в зависимости от сигнала, поданного в его цепь питания, сообщает выходному звену соответствующее перемещение.

Для фиксации программы, выраженной в числах, можно использовать различные программные носители: перфоленты, магнитные ленты, перфокарты, дискеты, оптические диски, встроенные и внешние жесткие диски (винчестеры), флешнакопители др. Перфоленты, магнитные ленты, перфокарты и дискеты, в настоящее время являются устаревшими и практически не используются.

В основе цифрового информационного обеспечения лежит двоичный код, т. е. отождествление чисел в двоичной системе счисления. Эта система основывается на том, что любое число можно представить как сумму чисел, каждое из которых является степенью числа 2. Если в сумме, изображающей данное число, есть показатель степени  $n$ , то в разряде с номером  $n + 1$  ставится 1 (делался прокол в ленте), если нет, — ставится 0. Для считывания чисел с цифровых носителей информации применяются как контактные, так и бесконтактные способы, которые постоянно совершенствуются.

Рабочие органы машины-автомата совершают определенные перемещения в требуемой технологическим процессом последовательности.

Последовательность перемещения рабочих органов, а, значит и выходных звеньев механизмов, приводящих их в движение, задается программой в виде циклограммы или тактограммы машины-автомата.

## **8.2 Системы управления машинами и механизмами**

Для выполнения перемещений выходных звеньев механизмов и приводов в заданной последовательности предназначены *системы управления* машин-автоматов. Управление машинами-автоматами может осуществляться по времени или по пути.

Наиболее простое управление по времени достигается с помощью кулачковых механизмов. Обычно используются механизмы с одним общим валом для всех кулачков, который называется кулачковым распределительным валом. Для получения согласованной работы всех выходных звеньев достаточно для каждого кулачка определить угол установки его на распределительном валу.

При значительных перемещаемых массах рабочие органы машины приводятся в движение посредством гидро- или пневмопривода, управляющим устройством которого является кулачковый вал с регулируемы кулачками, называемый кулачковым командоаппаратом, управляющий приводами через распределители.

Применение программносителя, в различных его видах, позволяет записывать программу обработки изделия при ручном управлении и затем многократно воспроизводить ее в автоматическом режиме. Принцип записи и воспроизведения аналогичен принципу, применяемому в бытовых записывающих аудио и видео устройствах.

При составлении программы, по которой действует система управления машины-автомата, не удается учесть все многочисленные требования, определяющие оптимальные условия выполнения технологического процесса. Кроме того, эти условия изменяются с течением времени вследствие износа инструмента, изменения свойств обрабатываемого материала и т. п. Поэтому, с целью повышения производительности машины-автомата и достижения большей точности выполнения заданных условий, в последнее время, стали создавать системы управления, в кото-

рых программа автоматически корректируется с учетом результатов выполнения заданного технологического процесса. Эти системы получили название самонастраивающихся, или самопрограммируемых.

*Вопросы для самопроверки*

1. Назовите основные способы управления движением исполнительных органов машин-автоматов.
2. В каких случаях целесообразно применение следящего привода, а в каких управление от копиров?
3. Какие достоинства числового программного управления?
4. Чем удобно применение двоичной системы исчисления?
5. При каком способе управления используется кулачковый распределительный вал?

## 9 ЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ МАШИН-АВТОМАТОВ

При путевой системе управления механизмами и приводами машины-автомата последовательность действия каждого механизма определяемая тактограммой, обеспечивается *логическими устройствами* (элементами), которые автоматически дают сигналы перехода от одного такта к другому. Эти элементы называются логическими потому, что их действие может быть описано логическими высказываниями.

### 9.1 Логические элементы

Логический элемент имеет два устойчивых состояния и может быть построен на базе механических, пневматических и электрических устройств. В машинах-автоматах логические элементы обычно служат для выполнения логических операций повторения, отрицания, сложения и умножения. Каждый логический элемент имеет один или несколько входов (аргументы) и один выход (функция) и воспроизводит некоторую двоичную или логическую функцию (функцию Буля). Булевы функции, описывающие логические системы управления, преобразуются на основе законов логической алгебры: переместительного, сочетательного, распределительного, повторения, инверсирования и др.

### 9.2 Логические функции

Преобразования дают возможность заменять одну *логическую функцию* другой и, соответственно, получать различные варианты логических систем управления, из которых затем можно выбрать наиболее простые.

Двоичные функции можно задавать или в алгебраической форме, или в виде таблиц, которые при логическом синтезе систем управления называются таблицами состояний.

Для каждой логической функции существует рабочий набор переменных, а также запрещенные и безразличные наборы значений переменных (аргументов). В логических системах управления, рабочий набор значений двоичных переменных (рабочее состояние) представляет собой ту комбинацию сигналов, на входах логических устройств, при которой должен появиться сигнал на данном выходе. Сигнал на данном выходе может отрицать наличие сигналов на одних выходах (запрещенные) и допускать сигналы или отсутствие их на других выходах (безразличные).

Рассмотрение рабочих, запрещенных и безразличных наборов независимых переменных, для данной логической функции, позволяет провести ее упрощение, ведущее к упрощению системы управления.

Выходные звенья механизмов машины-автомата перемещаются в определенной, последовательности, предписанной тактограммой. В простейшем случае в каждом такте имеет место одностороннее перемещение ведомого звена только одного механизма. Ведомые звенья других механизмов остаются при этом неподвижными.

Крайние положения ведомых звеньев механизма фиксируются путевыми выключателями, сигналы от которых являются входными для системы управления. В начале каждого такта имеется свой набор входных сигналов. По этим наборам входных сигналов система управления дает команды на пуск и остановку соответствующих механизмов. При некоторых тактограммах наборы входных сигналов в различных тактах могут совпадать, хотя движения механизмов должны быть разными. Для реализации таких тактограмм вводятся дополнительные логические элементы, называемые элементами памяти или элементами обратной связи. Число элементов памяти и такты для их включения и выключения выбираются такими, чтобы наборы сигналов от путевых выключателей и элементов памяти во всех тактах были различными.

### **9.3 Системы управления**

*Системы управления* делятся на одно- и многотактные. В однотоктных системах элементы памяти не используются, а в многотактных системах необходимо применение элементов памяти.

После установления элементов памяти составляется таблица включений, по которой можно видеть последовательность включения логических элементов и устройств, приводящих в движение выходные звенья механизмов.

По таблице включений составляются логические функции включения и выключения элементов памяти, а также логические функции устройств, обеспечивающих требуемые движения механизмов. После упрощения указанных функций проводится построение структурной схемы системы управления и осуществляется ее реализация на механических, пневматических или электрических элементах.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Назовите основные логические операции и объясните работу соответствующих логических элементов.
2. Какую логическую операцию реализует нормально открытый контакт?
3. Запишите основные соотношения логической алгебры.
4. Чему должно быть равно значение функции при рабочем и запрещенном наборах двоичных аргументов?
5. Назовите способы упрощения двоичных функций.
6. В чем сходство и различие исходной и упрощенной функции?
7. Является ли реализуемой тактограмма с одинаковым набором входных сигналов в различных тактах?
8. К чему сводится задача разработки системы управления «по пути»? Назовите основные этапы синтеза.
9. Каково назначение элемента памяти?
10. Различие между много- и однотоктной системой управления?

## 10 ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ И МАНИПУЛЯТОРЫ

Наиболее перспективным направлением развития производства, в настоящее время, является создание и всемерное распространение гибких автоматизированных производственных систем, под которыми понимаются совокупности технологического и транспортного оборудования с числовым программным управлением, а также систем обеспечения их функционирования в автоматическом режиме, в течение заданного интервала времени, обладающие свойством автоматизированной переналадки при производстве изделий произвольной номенклатуры в установленных пределах их характеристик.

### 10.1 Основная терминология

Важными элементами гибкой производственной системы являются промышленные роботы.

*Промышленный робот* — автоматическая машина, стационарная или передвижная, состоящая из исполнительного устройства, в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности, и перепрограммируемого устройства управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций.

Под *манипулятором* понимается управляемое устройство или машина для выполнения двигательных функций, аналогичных функциям руки человека, при перемещении объектов в пространстве, оснащенное рабочим органом для непосредственного выполнения технологических операций или вспомогательных переходов. Примерами рабочего органа служат сварочные клещи, окрасочный пистолет, сборочный инструмент, захватное устройство.

Манипуляторы, как исполнительные устройства промышленных роботов, представляют собой пространственные механизмы различных структурных схем с несколькими степенями подвижности, выполняемые в виде незамкнутых кинематических цепей.

Обычно, манипулятор имеет шесть или большее число степеней свободы (подвижности), из которых три используются для перемещения (переноса) объекта из одной точки пространства в другую, по заданной траектории, с регламентированным законом движения; три других обеспечивают требуемую ориентацию объекта в пространстве.

## 10.2 Перемещения звеньев промышленных роботов

Транспортные (региональные) *перемещения* объекта являются достаточно протяженными и осуществляются со значительными скоростями и ускорениями, поэтому они оказывают основное влияние на динамику промышленного робота. Движения ориентации (локальные) объекта имеют ограниченные кинематические характеристики и оказывают меньшее влияние на динамику манипулятора.

Транспортные движения роботов выполняются базовыми механизмами манипуляторов, имеющими три степени свободы, и различные структурные схемы. Наиболее распространенными являются базовые механизмы с цилиндрической зоной обслуживания, сферической зоной обслуживания и работающие в прямоугольной системе координат.

Объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения рабочего органа (захвата), называется рабочим объемом манипулятора. Не все части рабочего объема одинаково удобны для выполнения заданных движений захвата. Одни части рабочего объема совершенно свободны для любых движений захвата, в то время как в других его частях на движения захвата могут быть наложены разного рода ограничения.

Под маневренностью манипулятора понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате. Сравнение различных схем манипуляторов показывает, что маневренность зависит не только от числа степеней свободы манипулятора, но и от расположения кинематических пар.

Структурный синтез манипулятора, состоящий в определении числа его звеньев, числа кинематических пар различной подвижности и их расположения, представляет большие трудности и обычно проводится путем сравнения на ПЭВМ различных вариантов схемы с оценкой их качества коэффициентами, характеризующими кинематические и динамические свойства манипулятора.

Зоной обслуживания называется часть рабочего объема манипулятора, в которой можно выполнить данную операцию, характеризуемую расположением захвата, по отношению к объекту манипулирования. Для каждой точки рабочего объема манипулятора можно определить телесный угол, внутри которого захват можно подвести к этой точке. Этот угол называется углом сервиса. Отношение угла сервиса к его наибольшему значению называется коэффициентом сервиса в данной точке. Ка-



чество манипулятора в отношении возможностей выполнения различных операций оценивается средней величиной коэффициента сервиса.

### **10.3 Поколения промышленных роботов**

В зависимости от степени совершенства системы управления и оснащенности техническими органами чувств роботы подразделяются на три поколения.

*Роботы первого поколения* работают по жесткой программе и могут воспроизводить заданные движения манипулятора независимо от внешней обстановки. Программа легко заменяется, чем обеспечивается гибкость перестройки робота на различные операции. Эти роботы находят широкое применение в различных производствах при автоматизации травмоопасных, монотонных, тяжелых ручных операций и пр.

*Роботы второго поколения* — адаптирующиеся, очувствленные системы. Они снабжены датчиками — техническими органами чувств (зрение, слух, осязание и пр.). Эти роботы классифицируют обстановку (внешнюю и внутреннюю) и производят действия в соответствии со сложившейся обстановкой, т. е. работают по принципу «класс ситуаций — действие». Роботы второго поколения обладают некоторой автономностью и используются для выполнения сборочных работ, исследования морских глубин и космического пространства и пр.

*Роботы третьего поколения* — интеллектуальные роботы, снабжены элементами искусственного интеллекта. Задание для них задается в весьма общем виде. Они выбирают и осуществляют оптимальное решение поставленной задачи.

#### *Вопросы для самопроверки*

1. Назовите основные виды манипуляторов.
2. Из каких соображений выбирается число степеней свободы манипулятора?
3. Что понимается под маневренностью манипулятора?
4. Каково максимально возможное значение коэффициента сервиса?
5. Что называется промышленным роботом?
6. Назовите составные части промышленного робота.

7. Что является основной характеристикой исполнительных устройств промышленных роботов?

8. Достоинства и недостатки различных видов промышленных роботов.

9. Назовите принципиальное отличие промышленных роботов различных поколений.

## **11 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

В современном производстве подъемно-транспортное оборудование составляет единую производственную систему с технологическим оборудованием. Насыщенность транспортирующими устройствами определяет степень совершенства технологического производственного процесса.

Грузоподъемные машины предназначены для перемещения отдельных грузов по вертикали и передачи их из одной точки обслуживаемой площади в другую. Большое разнообразие конструкций грузоподъемных машин можно подразделить по конструктивному признаку, по назначению, по характеру выполняемой работы, Основные типы грузоподъемных машин: домкраты, лебедки, тали, погрузчики, штабелеры, краны.

### **11.1 Основные виды грузоподъемных машин**

К основным устройствам грузоподъемных машин относятся: механизмы подъема груза, передвижения, поворота.

В механизм подъема входят: грузозахватные устройства (крюки, петли, специальные захваты); грузовые и тяговые гибкие органы (канаты, цепи); барабаны, блоки, тормоза, остановы.

Механизм передвижения предназначен для перемещения груза в горизонтальной плоскости. Различают два типа этих механизмов: с приводными ходовыми колесами и с канатной (цепной) тягой.

Механизм поворота служит для вращения металлоконструкций крана и груза. Поворотные краны можно подразделить на две группы: краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета стрелы; стреловые краны, грузоподъемность которых изменяется с вылетом стрелы.

### **11.2 Транспортирующие машины**

Транспортирующие машины предназначены для перемещения массового груза непрерывным потоком без остановок для их загрузки и разгрузки.

Транспортирующие машины можно подразделить на две группы: с тяговым органом (лента, цепь, канат), в которых груз перемещается вместе с ним, и без тягового органа (транспортирующие трубы, шнеки, пневматические устройства).

Первая группа включает в себя ленточные и цепные подвесные конвейеры. Ленточный конвейер имеет тяговый орган в виде бесконечной ленты, являющейся одновременно и несущим элементом; привод; натяжное устройство; поддерживающие ролики; загрузочные и разгрузочные устройства.

В цепных конвейерах тяговым органом являются цепи различного типа (пластинчатые длиннозвенные втулочные, разборные тяговые, вильчатые). Схемы цепных конвейеров отличаются существенно большим разнообразием, чем схемы ленточных конвейеров. Наиболее интересны цепные толкающие конвейеры с автоматическим адресованием грузов по технологическим участкам и складским помещениям.

### *Вопросы для самопроверки*

1. Какие различают виды грузоподъемных машин по назначению, устройству, принципу действия и типу привода?
2. Роль транспортных машин в автоматизации производства?
3. Какие основные механизмы грузоподъемных машин?
4. Как устроены и когда применяют грузовые скобы, клещевые захваты, ковши, бады, грейферы и подъемные электромагниты?
5. Какие канаты и цепи применяются в грузоподъемных механизмах и как они подбираются по ГОСТам?
6. Для чего служат полиспасты, и какие виды их различают?
7. Для чего служат остановы?
8. Для чего служат тормоза? Как их различают по конструкции, характеру работы, принципу действия и способу управления?
9. Какие различают схемы механизмов передвижения и поворота?
10. Каковы основные схемы кранов штабелеров для складов?
11. Основные виды транспортирующих машин?
12. Характерные особенности работы транспортирующих машин?
13. Как устроен ленточный конвейер, и из каких частей он состоит?
14. Как устроены транспортерные ленты, из каких материалов их изготавливают?
15. Какие различают цепные конвейеры и где их применяют?
16. Что представляет собой комплексная механизация производственных процессов, и какова роль транспортирующих машин в этих процессах?

## 12 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ

Практическая работа является обязательным элементом изучения курса «Прикладная механика и основы конструирования» («Теория механизмов и машин и детали машин») для студентов изучающих дисциплину заочной формы обучения, тех технических специальностей, где в программу обучения входит данный предмет. Оформленная соответствующим образом практическая работа является своеобразным показателем уровня знаний, достигнутых студентами и допуском до сдачи зачета или экзамена по данному курсу, планируемого деканатом и, соответственно, выпускающей кафедрой при изучении дисциплины.

Каждых вид заданий содержит десять графических схем задач в десяти вариантах численных исходных данных, за исключением задач первого задания, представленных только в 10 вариантах.

Обязательной для выполнения является задача, графическая схема которой соответствует последней цифре шифра студента и той вариант, численных исходных данных, который соответствует предпоследней цифре шифру. По решению преподавателя вариант может быть выбран также и по списку студентов в журнале (экзаменационной или зачетной ведомости), согласно списочному составу студентов.

Например, студент, имеющий шифр 878315, должен выполнить из каждого вида задания задачи, графические схемы которых соответствуют варианту 5, при этом численные данные принять по варианту 1. Итого студентов выполняется 4 задания.

Если последняя цифра шифра студента — ноль, то ему необходимо выбрать из каждого вида заданий задачи, графические схемы которых имеют номер 0. Если предпоследняя цифра шифра (списка) — ноль или по списку в журнале его порядковый номер до 9 включительно, студент должен принять нулевой вариант численных исходных данных к выбранным им задачам.

Практически задания можно выполнять в тетради рукописно, с полями шириною 50 мм для возможных замечаний преподавателя при их проверке или на стандартных листах формата А4 (297×210 мм) машинным (с помощью компьютера) способом с распечаткой на лазерном, струйном или матричном принтере.

При компьютерном выполнении оставлять поля: верхнее, нижнее и левое поля страницы — 20 мм, правое поле — 10 мм; кегль для набора текста — 14, интервал между строками — 1,5, шрифт Times New Roman.

При оформлении следует руководствоваться требованиями ДСТУ 3008-95 "Документация. Отчеты в сфере науки и техники" или ему аналогичным. Условия задач переписать полностью. По диагонали каждой распечатанной страницы допускается бледным цветом поверх текста распечатать свою фамилию и инициалы.

Выполнять задачи предполагается в такой последовательности:

- наметить общий ход решения и допущения;
- составить или применить известные уравнения в общем виде;
- в расчетные формулы вместо буквенных обозначений подставить их цифровые значения в порядке, соответствующем буквенным значениям, и получить численный результат;
- привести последовательную расшифровку и пояснения каждой входящей в уравнения величины;
- решения задач желательно иллюстрировать, указывая на эскизах действующие усилия, моменты и основные расчетные размеры в тех же буквах, которые и входят в расчетные формулы;
- по ходу решения следует приводить подробные ссылки на источник принятых расчетных данных;
- в конце работы необходимо привести список использованной литературы, включая методические указания.

### **12.1 Задание 1. Структурный анализ манипулятора пространственного механизма промышленного робота**

Определить степень свободы пространственного манипулятора промышленного робота. Вариант схемы анализируемого механизма, принять по рисунку 12.1 в соответствии с последней цифрой шифра (порядкового номера списка) студента, что оговаривается преподавателем.

При структурном анализе кинематической схемы манипулятора с несколькими степенями свободы указать стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Число степеней свободы манипулятора определить по формуле Сомова-Малышева.

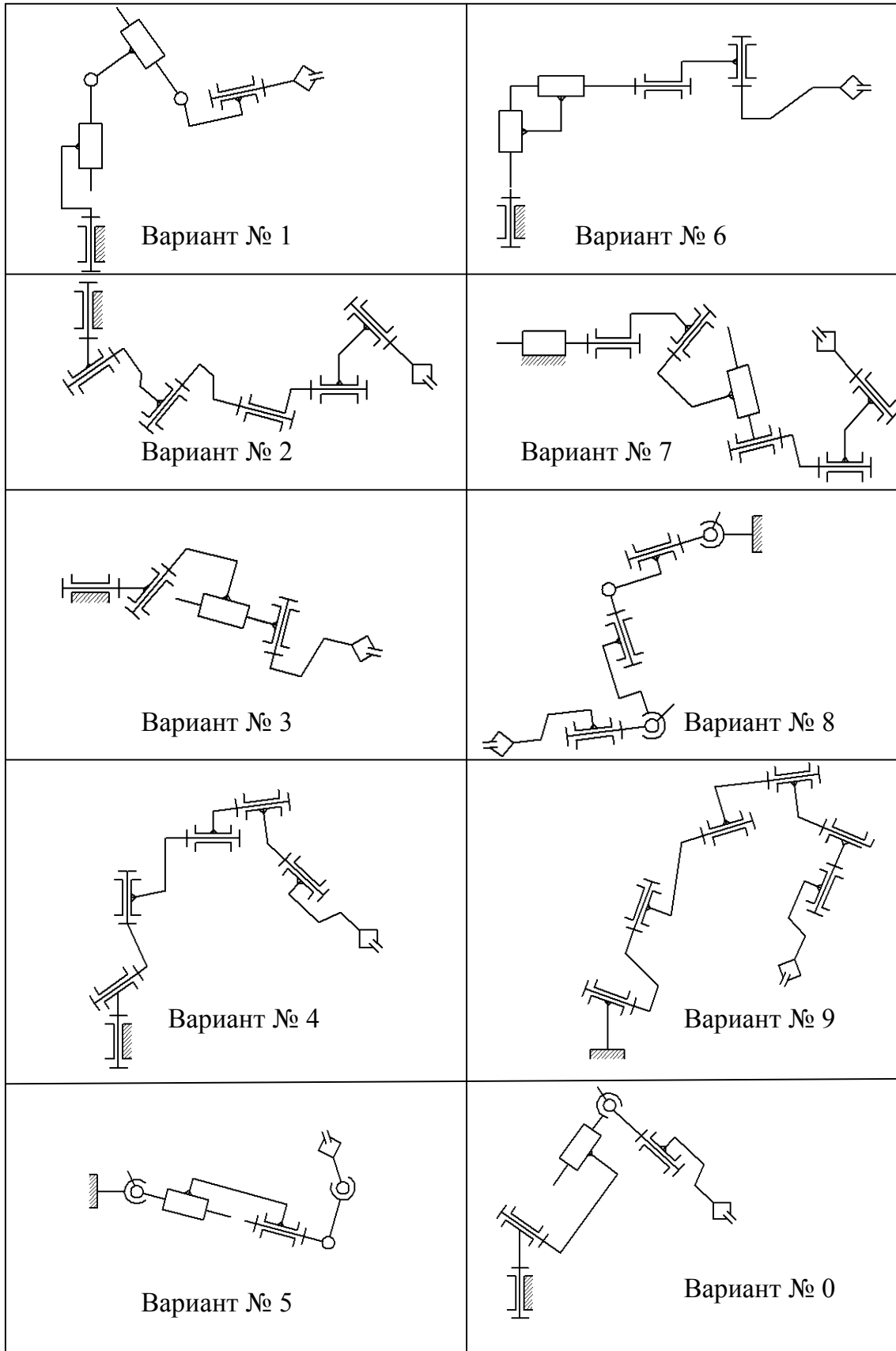


Рисунок 12.1 — Варианты задач задания 1

## 12.2 Задание 2. Геометрический и динамический синтез механизмов

Выходное звено механизма, показанного на схеме (рис. 12.2), совершает обратное движение (тонкими сплошными линиями изображены звенья, размеры которых не заданы). На рабочем ходу оно нагружено постоянной силой  $F_c$  (или моментом  $M_c$ ). На холостом ходу силы полезного сопротивления отсутствуют. Эффект действия сил трения в кинематических парах оценивается цикловым коэффициентом полезного действия механизма  $\eta$ . Направление вращения входного звена показано стрелкой.

Требуется:

1. По заданным условиям, записанным для каждого варианта, спроектировать кинематическую схему механизма (определить неизвестные размеры); определить углы поворота кривошипа за время рабочего и холостого ходов ( $\varphi_{px}$  и  $\varphi_{xx}$ ). Решение можно представить в аналитическом или графическом виде.

2. Определить постоянный по величине крутящий момент, который необходимо приложить к входному звену при режиме работы, установившегося с циклом, состоящим из рабочего и холостого ходов.

3. Найти требуемую мощность двигателя при вращении выходного ланки с угловой скоростью  $\omega_1$ .

### 12.2.1 Основные указания к решению задач задания 2

Для решения задачи проектирования кинематической схемы по заданным условиям необходимо ознакомиться с характером движения звеньев кривошипно-ползунных, кулисных механизмов и механизмов шарнирного четырехзвенника, а также с положением звеньев при крайних положениях выходных звеньев.

Следует ознакомиться с типовыми задачами синтеза указанных механизмов по положениям звеньев и коэффициенту изменения средней скорости выходного звена.

Определение движущего момента связано с использованием уравнения движения механизма, что учитывает связь между работами сил и изменением кинетической энергии, которая за цикл установившегося движения равняется нулю.



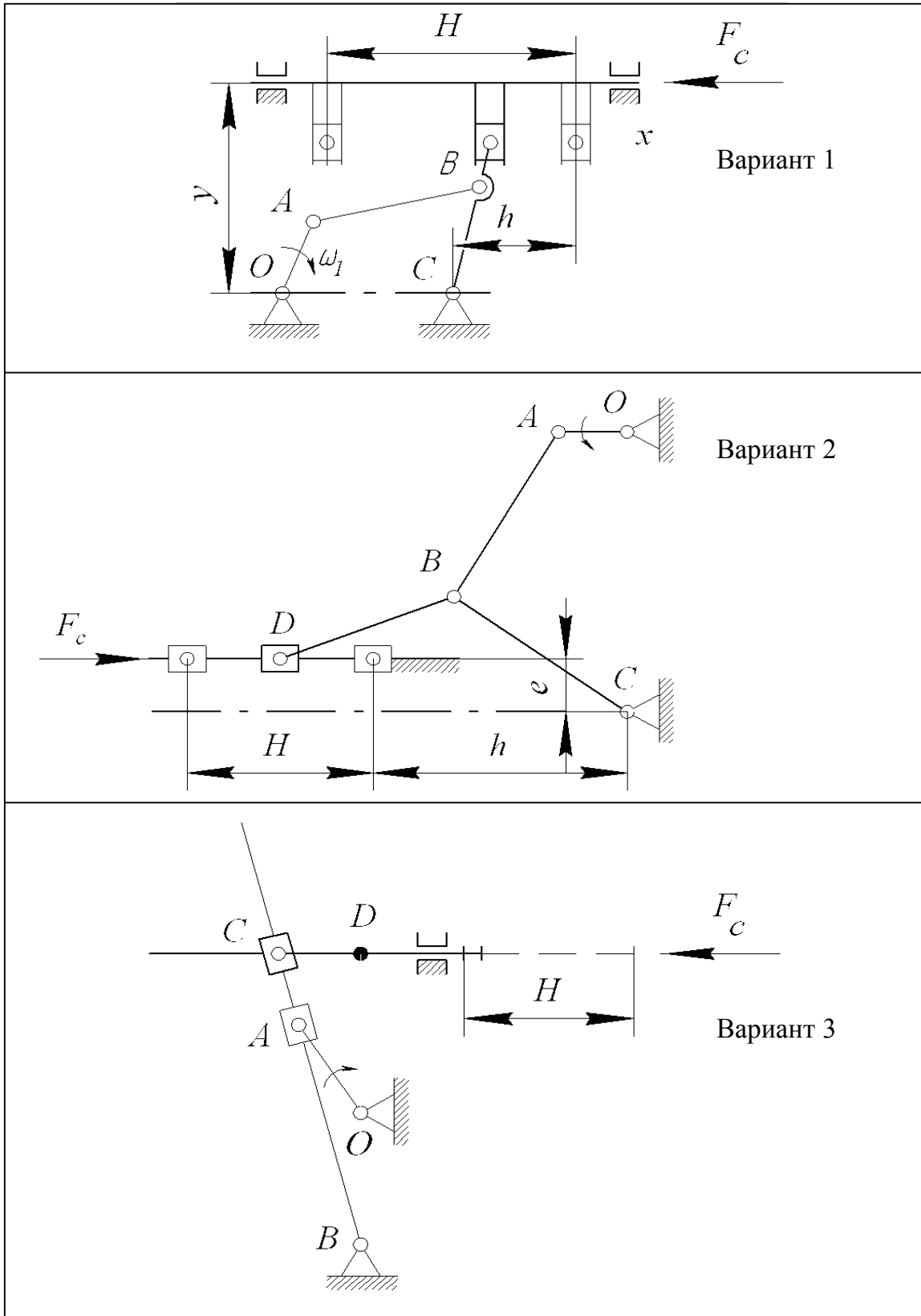


Рисунок 12.2, лист 1 — Варианты задач №№ 1-3 задания 2

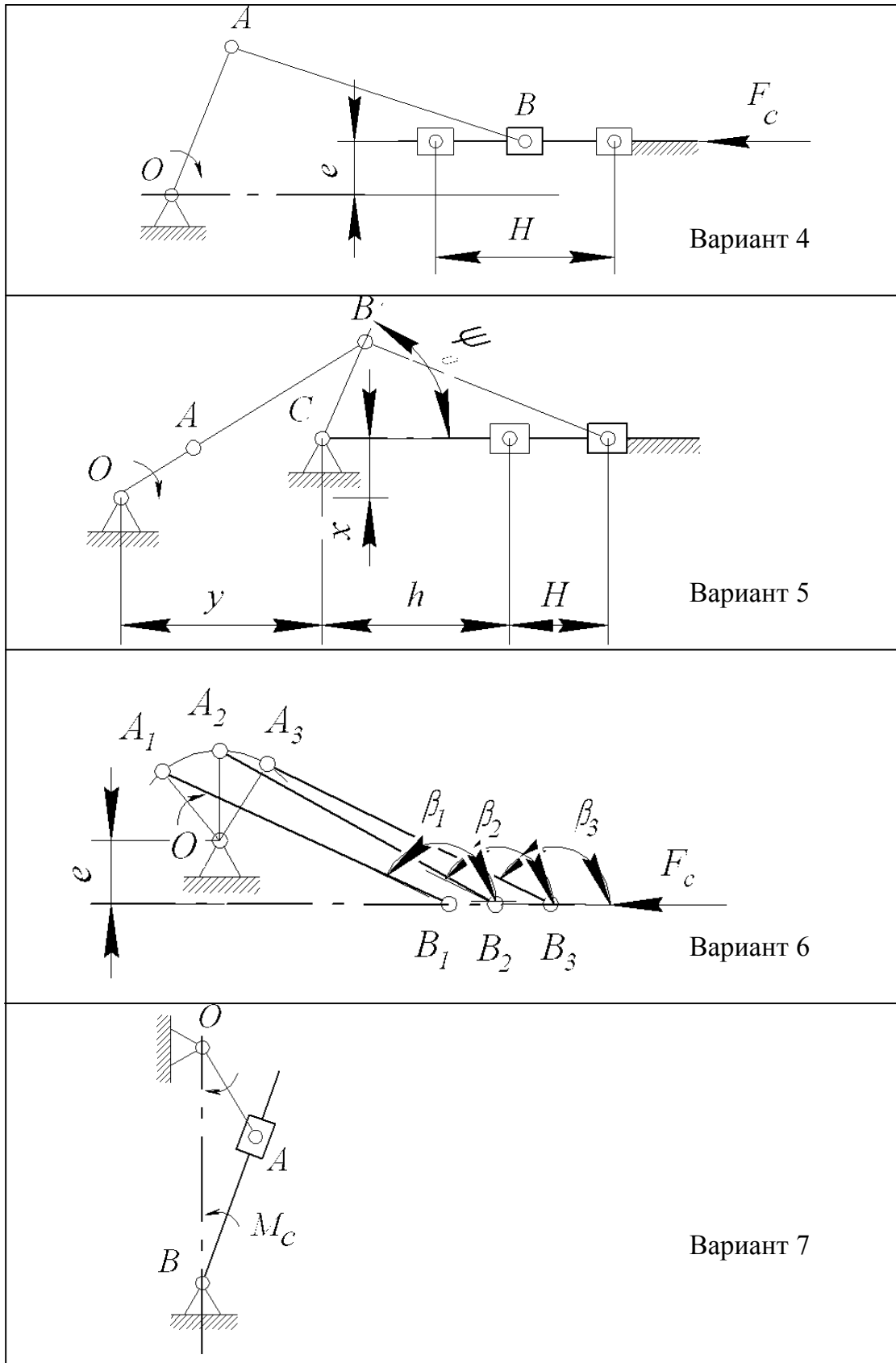


Рисунок 12.2, лист 2 — Варианты задач №№ 4-7 задания 2

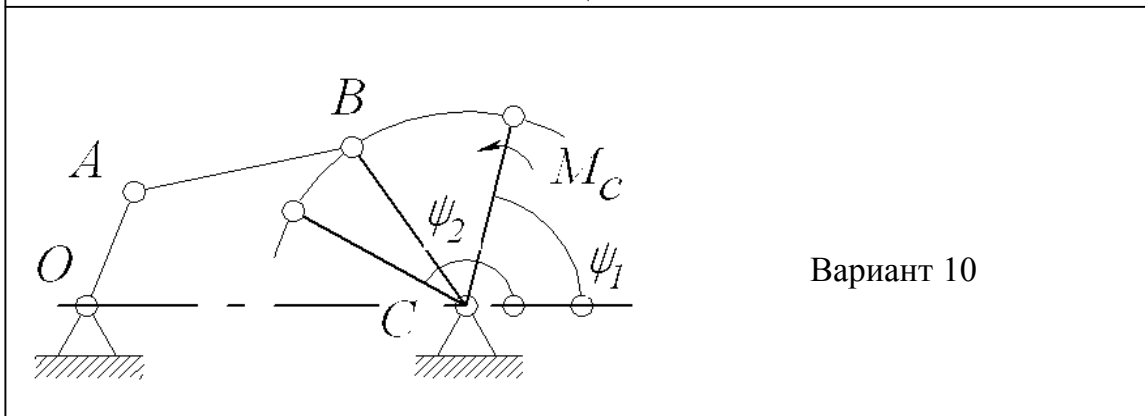
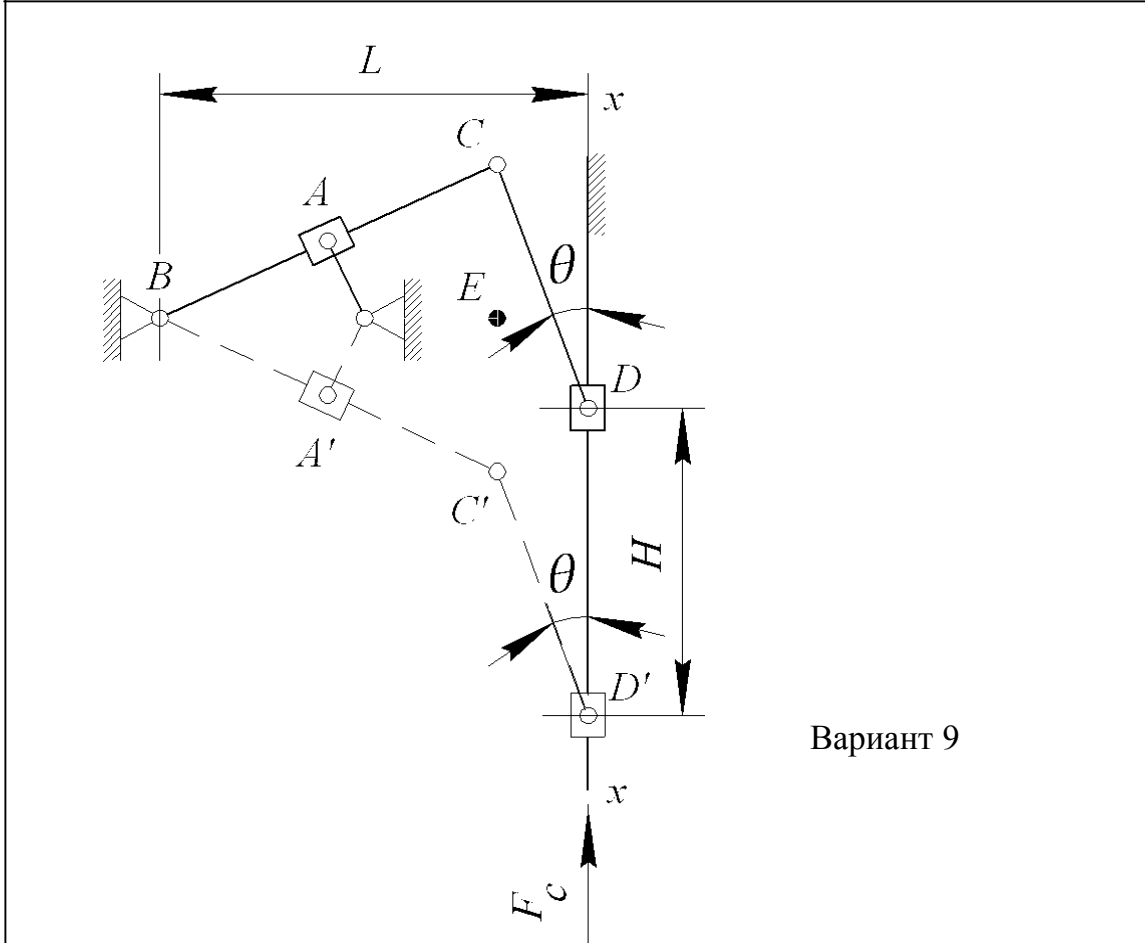
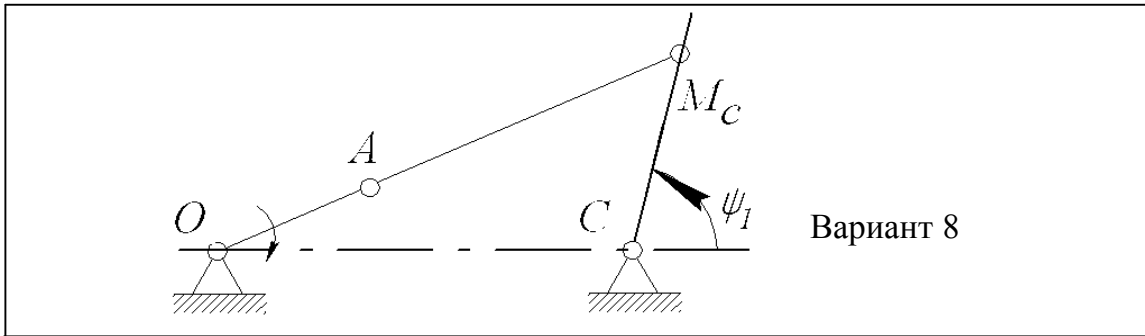


Рисунок 12.2, лист 3 — Варианты задач №№ 8–10 задания 2

В таком случае работа движущих сил равняется работе сил полезного сопротивления и сил трения (вредного сопротивления). Работа сил, моментов движущих сил и полезного сопротивления определяется по линейным и угловым перемещениям звеньев, на которые они действуют.

Работа сил трения учитывается введением в расчет коэффициентов полезного действия.

Для определения зоны рабочего и холостого ходов для входного звена, необходимо учитывать связь движения выходного звена с направлением действия сил полезного сопротивления, которые на рабочем ходу препятствуют движению выходного звена.

Размеры звеньев, соответственно их обозначениям на схеме механизма и иные необходимые величины приводятся в таблицах численных данных, где  $\eta$  — коэффициент полезного действия.

### 12.2.2 Задача № 1. Механизм подачи

Задано (рис. 12.2, вариант 1) ход  $H$  ползуна, расстояние  $h$  от крайнего правого положения до центра вращения коромысла  $CD$ , длины звеньев:  $l_{BC}$  коромысла и  $l_{OC}$  стойки.

Расстояние  $y$  от центра вращения кривошипа  $OA$  до оси  $x-x$  направляющей ползуна и длина коромысла  $l_{CD}$  определяются по соотношениям  $y=1,5l_{BC}$ ;  $l_{CD}=1,3l_{BC}$ .

При проектировании кинематической схемы механизма определить длину кривошипа  $l_{OA}$  и шатуна  $l_{AB}$ .

Для определения размеров звеньев необходимо сначала по заданным ходом  $H$  ползуна, расстоянию  $h$  и размера  $l_{DC}$  определить угловые координаты коромысла относительно стойки в крайних положениях механизма.

Таблица 12.1 — Варианты условий заданий к задаче № 1

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 1									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	190	180	160	190	90	300	198	255	170	100
$h$ , мм	95	90	80	90	45	150	98	84	80	45
$l_{BC}$ , мм	150	140	130	205	105	255	160	215	180	115
$l_{OC}$ , мм	150	130	115	180	110	230	140	195	160	120
$F_c$ , Н	500	1000	875	1200	900	2000	750	800	1100	600
$\eta$	0,85	0,80	0,83	0,81	0,87	0,79	0,82	0,85	0,80	0,84
$\omega_1$ , рад/с	10	25	15	30	20	80	40	60	10	4

### 12.2.3 Задача № 2. Механизм шарнирного четырехзвенника с прицепным шатуном

Задано (рис. 12.2, вариант 2) ход  $H$  ползуна, расстояние  $h$  от крайнего правого положения до центра вращения коромысла  $CB$ , эксцентриситет  $e$ , длины звеньев: коромысла  $l_{BC}$ , шатуна  $l_{BD}$  и стойки  $l_{OC}$ .

Таблица 12.2 — Варианты условий заданий к задаче № 2

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 2									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	28	25	32	132	55	73	54	66	49	50
$h$ , мм	108	135	176	512	215	204	150	256	136	270
$e$ , мм	10	25	30	48	20	23	16	24	15	50
$l_{BC}$ , мм	110	120	110	185	132	138	100	158	120	170
$l_{BD}$ , мм	74	60	78	200	150	150	110	180	100	122
$l_{OC}$ , мм	94	124	163	460	190	172	126	228	115	250
$F_c$ , Н	200	350	500	800	600	1200	1300	950	1000	700
$\eta$	0,86	0,85	0,83	0,84	0,81	0,80	0,79	0,82	0,80	0,84
$\omega_1$ , рад/с	110	150	50	270	80	60	100	70	200	30

При проектировании кинематической схемы механизма определить длины кривошипа  $l_{OA}$  и шатуна  $l_{AB}$ .

Определение размеров звеньев следует начать с нахождения угловых координат коромысла в его крайних положениях по заданным размерам.

### 12.2.4 Задача № 3. Механизм строгального станка

При проектировании кинематической схемы механизма строгального станка (рис. 12.2, вариант 3) по заданному ходу  $H$  выходного звена и коэффициента  $k$  изменения средней скорости кулисы  $BC$  определить длины звеньев: кривошипа  $l_{OA}$  и стойки  $l_{OB}$ , учитывая, что  $l_{BD} = (1,5 - 2) l_{OB}$ .

Для определения размеров звеньев следует заблаговременно установить связь максимальной величины отрезка  $l_{CD}$  с ходом  $H$  ползуна и углом размаха коромысла, величина которого зависит от коэффициента изменения средней скорости кулисы.

Таблица 12.3 — Варианты условий заданий к задаче № 3

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 3									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	400	150	300	250	275	180	100	275	125	60
$k$	1,5	2,0	1,75	3,0	1,6	1,8	2,1	1,4	2,5	2,25
$F_c$ , Н	1000	1200	2100	1500	900	3000	1800	2500	1600	1400
$\eta$	0,6	0,65	0,61	0,64	0,6	0,62	0,63	0,61	0,65	0,6
$\omega_1$ , рад/с	50	15	10	80	30	20	40	10	25	70

### 12.2.5 Задача № 4. Кривошипно-ползунный механизм

Проектирование кинематической схемы кривошипно-ползунного механизма (рис. 12.2, вариант 4) выполнить по заданному ходу ползуна  $H$ , эксцентриситету  $e$  и коэффициенту изменения средней скорости ползуна  $k$ .

Определить длину кривошипа  $l_{OA}$  и шатуна  $l_{AB}$ .

Таблица 12.4 — Варианты условий заданий к задаче № 4

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 4									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	80	120	70	100	60	110	85	40	55	70
$e$ , мм	15	30	10	25	20	30	20	10	18	12
$k$	1,2	1,4	1,3	1,6	1,5	1,3	1,2	1,2	1,4	1,5
$F_c$ , Н	400	800	1000	700	90	1200	600	500	100	200
$\eta$	0,7	0,65	0,71	0,75	0,68	0,72	0,75	0,73	0,68	0,71
$\omega_1$ , рад/с	100	90	80	120	85	50	75	60	110	95

### 12.2.6 Задача № 5. Механизм качающегося конвейера

Задано (рис. 12.2, вариант 5) ход  $H$  ползуна и расстояние  $h$  от его крайнего левого положения до оси качания коромысла  $CB$ , длина  $l_{CB}$  коромысла и его угловая координата  $\psi_0$  относительно стойки при крайнем правом положении механизма, координаты центра вращения коромысла  $x$  и  $y$ .

При проектировании кинематической схемы определить длины кривошипа  $l_{OA}$  и шатунов  $l_{AB}$  и  $l_{BD}$ .

При решении поставленной задачи первоначально необходимо определить длину шатуна  $l_{BD}$  и угол размаха коромысла.

Таблица 12.5 — Варианты условий заданий к задаче № 5

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 5									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	260	380	350	370	325	600	440	380	470	430
$h$ , мм	780	865	750	900	970	1280	1380	1110	1040	1210
$l_{CB}$ , мм	400	450	350	550	475	620	550	480	570	600
$\psi_0$ , град	70	65	60	70	70	50	50	55	55	45
$x$ , мм	60	80	60	65	50	90	70	80	75	60
$y$ , мм	300	350	400	340	420	450	390	360	410	310
$F_c$ , Н	1,5	2,0	1,8	1,4	2,0	1,7	2,1	1,6	1,5	2,2
$\eta$	0,65	0,7	0,68	0,71	0,72	0,68	0,73	0,69	0,72	0,71
$\omega_1$ , рад/с	8	5	7	5	6	9	7	6	8	4

### 12.2.7 Задача № 6. Кривошипно-ползунный механизм

Проектирование схемы кривошипно-ползунного механизма (рис. 12.2, вариант б) выполнить по трем заданным положениям шатуна  $A_1B_1$ ,  $A_2B_2$  и  $A_3B_3$ . Заданы длина шатуна  $l_{AB}$ , расстояние между последовательными положениями ползуна  $l_{B_1B_2}$ ,  $l_{B_2B_3}$  и углы между шатуном и линией движения ползуна  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ , и  $\beta_3$ . Определить длину кривошипа  $l_{OA}$  и эксцентриситет  $e$ .

Таблица 12.6 — Варианты условий заданий к задаче № 6

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 6									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{AB}$ , мм	180	200	170	120	120	130	90	100	160	150
$l_{B_1B_2}$ , мм	20	21	19	20	25	25	10	16	15	22
$l_{B_2B_3}$ , мм	30	30	30	24	23	21	16	25	20	26
$\beta_1$ , град	161	163	161	166	161	162	173	171	172	166
$\beta_2$ , град	157	162	156	160	161	162	168	173	168	167
$\beta_3$ , град	158	159	155	161	167	168	167	179	167	173
$F_c$ , Н	400	800	350	500	450	600	200	250	300	700
$\eta$	0,9	0,85	0,8	0,84	0,86	0,82	0,91	0,89	0,84	0,87
$\omega_1$ , рад/с	120	80	60	70	30	40	60	100	90	70

### 12.2.8 Задача № 7. Кулисный механизм

При проектировании кулисного механизма (рис. 12.2, вариант 7) по заданному коэффициенту изменения средней скорости, равняющемуся  $k$  и длине стойки  $l_{OB}$  определить длину кривошипа  $l_{OA}$ .

Таблица 12.7 — Варианты условий заданий к задаче № 7

Варианты условий заданий к задаче № 7										
Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{OB}$ , мм	110	200	60	130	50	90	150	140	80	70
$k$	1,6	1,5	2,5	1,75	2,25	1,8	2,0	2,5	3,0	1,6
$M_c$ , Н·м	150	800	200	20	400	5	150	250	100	90
$\eta$	0,71	0,73	0,71	0,68	0,75	0,7	0,74	0,7	0,72	0,73
$\omega_1$ , рад/с	10	12	40	15	160	60	25	8	30	50

### 12.2.9 Задача № 8. Шарнирный четырехзвенник

По заданным (рис. 12.2, вариант 8) коэффициенту  $k$  изменения средней скорости коромысла  $BC$ , углу  $\psi_0$  наклона коромысла к стойке в крайнем правом положении механизма и его длине  $l_{BC}$ , а также длине стойки  $l_{OC}$  определить длину кривошипа  $l_{OA}$  и шатуна  $l_{AB}$ .

Таблица 12.8 — Варианты условий заданий к задаче № 8

Варианты условий заданий к задаче № 8										
Параметры	1	2	3	4	3	6	7	a	9	10
$k$	1,3	1,2	1,2	1,2	1,3	1,2	1,3	1,2	1,2	1,3
$\psi_0$ , град	45	60	50	55	45	55	60	50	45	55
$l_{BC}$ , мм	110	100	115	95	120	110	95	85	80	100
$l_{OC}$ , мм	140	130	145	115	120	150	125	110	100	135
$M_c$ , Н·м	60	100	50	400	800	120	90	10	900	600
$\eta$	0,89	0,9	0,92	0,94	0,91	0,93	0,9	0,92	0,91	0,94
$\omega_1$ , рад/с	110	160	80	150	10	100	250	140	20	90

### 12.2.10 Задача № 9. Механизм брикетирования

При проектировании механизма (рис. 12.2, вариант 9) по заданному ходу  $H$  ползуна, расстоянию  $L$  от центра вращения кулисы до направляющей ползуна, коэффициенту  $k$  изменения средней скорости кулисы  $BC$ , максимальному значению угла давления  $\theta$ , соотношению



$l_{OB} = 0,6l_{BE}$  определить длину кривошипа  $l_{OA}$ , стойки  $l_{OB}$ , кулисы  $l_{BC}$  и шатуна  $l_{DC}$ , при  $L = (1,1 - 1,2)l_{BE}$ .

При решении задач следует учитывать, что в крайних положениях механизма отрезки  $CD$  и  $C'D'$  параллельны между собою, а отрезок  $CC'$  параллелен направляющей  $x-x$ .

Таблица 12.9 — Варианты условий заданий к задаче № 9

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 9									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , мм	400	250	500	150	170	300	100	350	50	80
$k$	1,5	1,4	1,5	1,6	1,3	1,4	1,2	1,5	1,6	1,3
$\theta$ , град	25	15	20	10	15	25	20	10	25	10
$F_c$ , Н	1000	600	1200	500	560	700	100	300	40	50
$\eta$	0,75	0,7	0,74	0,7	0,72	0,73	0,71	0,72	0,69	0,72
$\omega_1$ , рад/с	10	20	15	30	10	25	10	15	25	20

### 12.2.11 Задача № 10. Механизм шарнирного четырехзвенника

При проектировании механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 12.2, вариант 10) по заданным коэффициенту изменения средней скорости коромысла  $BC$ , равному  $k = 1$ , длине коромысла  $l_{BC}$ , углам наклона коромысла к стойке в крайних положениях  $\psi_1$ , и  $\psi_2$  определить длины кривошипа  $l_{OA}$  и шатуна  $l_{AB}$ .

Таблица 12.10 — Варианты условий заданий к задаче № 10

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 10									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l_{BC}$ , мм	105	120	80	130	150	110	140	85	180	70
$\psi_1$ , град	60	80	75	90	85	65	90	60	70	60
$\psi_2$ , град	150	145	130	120	135	160	120	140	150	140
$M_c$ , Нм	100	30	250	2	10	200	180	50	20	60
$\eta$	0,94	0,91	0,92	0,9	0,93	0,92	0,89	0,91	0,93	0,94
$\omega_1$ , рад/с	100	80	250	10	60	110	150	50	20	70

## 12.3 Задание 3. Проектный расчет зубчатых передач

### 12.3.1 Основные указания к решению задач задания 3

При решении задач с зубчатыми и червячными передачами предварительно необходимо уяснить, что расчет закрытых передач (редукторов) проводится на контактную выносливость и изгиб. Основным проектно-расчетным расчетом зубьев этих передач является расчет на контактную прочность, после чего производится проверка по напряжениям изгиба. Зубья открытых передач обычно рассчитываются только на изгиб.

Схематично варианты заданий приведены на рисунке 12.3.

В задачах № 1, 2, 3, 4, 6 задания 3 расчет начинается с выбора материала. В зубчатых передачах рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной марки, но обеспечивать соответствующей термообработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20–30 единиц по Бринеллю выше, чем колеса.

Материал червяка и червячного колеса выбирается с учетом, условий работы проектируемой передачи и скорости скольжения.

При проектном расчете зубьев цилиндрических передач на контактную прочность (задачи № 1, 4) обычно определяют межосевые расстояния передачи  $a_w$ , так как по СТ СЭВ 229–75 они являются основным стандартным параметром цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления для редукторов, выполненных в виде самостоятельных агрегатов.

Стандартизованы также коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию  $\psi_{ba}$  и передаточное число  $i$ .

Таким образом, для указанных передач, значения  $a_w$  та  $\psi_{ba}$  должны быть согласованы со стандартом.

При проектном расчете закрытой червячной передачи задача № 3 после определения межосевого расстояния  $a_w$  и согласования его с ГОСТ 2144–76 определяют модуль  $m$  зубьев и согласовывают его значения со стандартом СТ СЭВ 267–76.

При проектном расчете зубьев открытых зубчатых передач на изгиб (задача № 6) определяют модуль  $m$  зубьев и согласовывают со стандартом. Также согласовывают со стандартом все другие основные геометрические параметры.

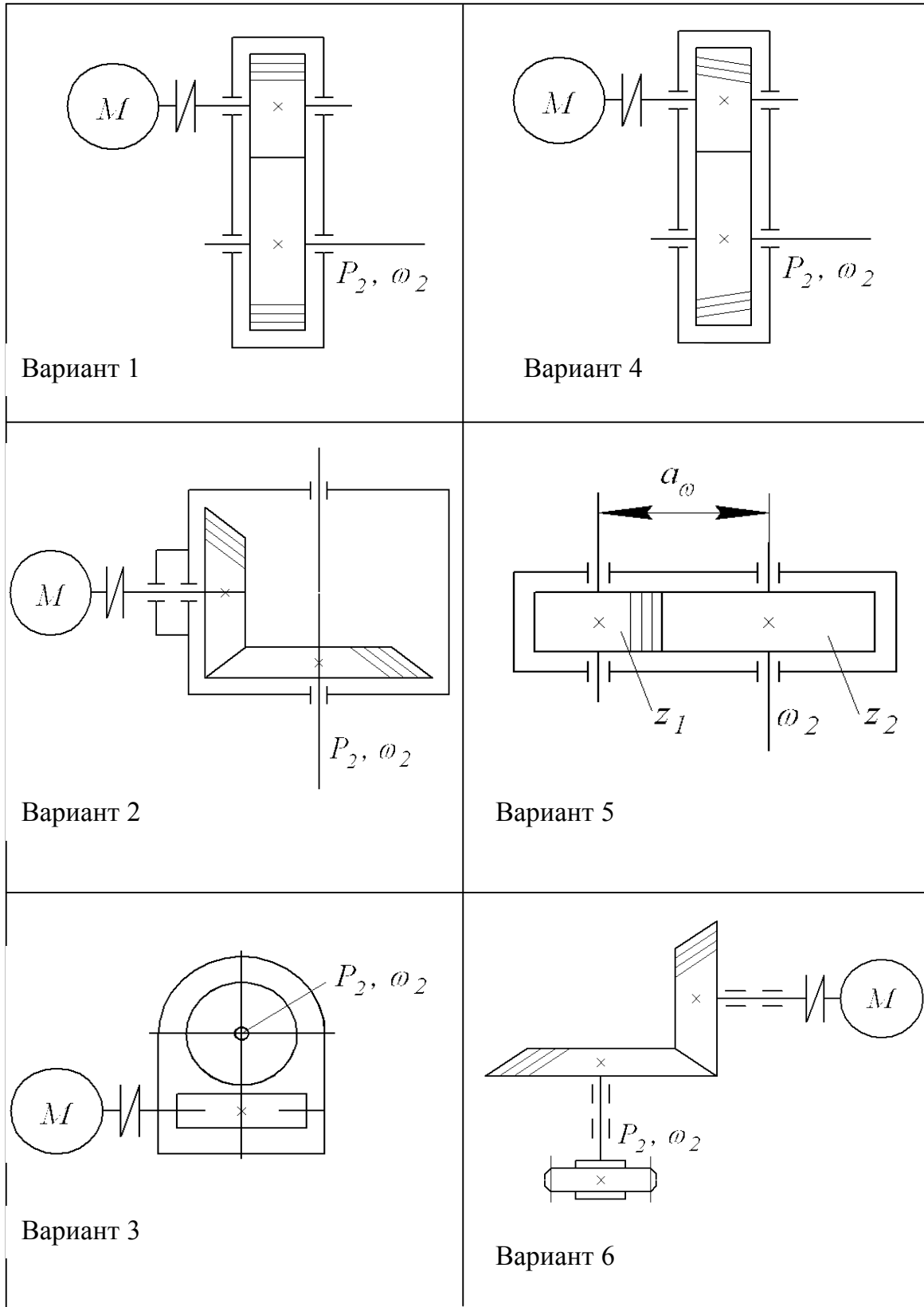


Рисунок 12.3, лист 1 — Варианты 1–6 задач задания 3

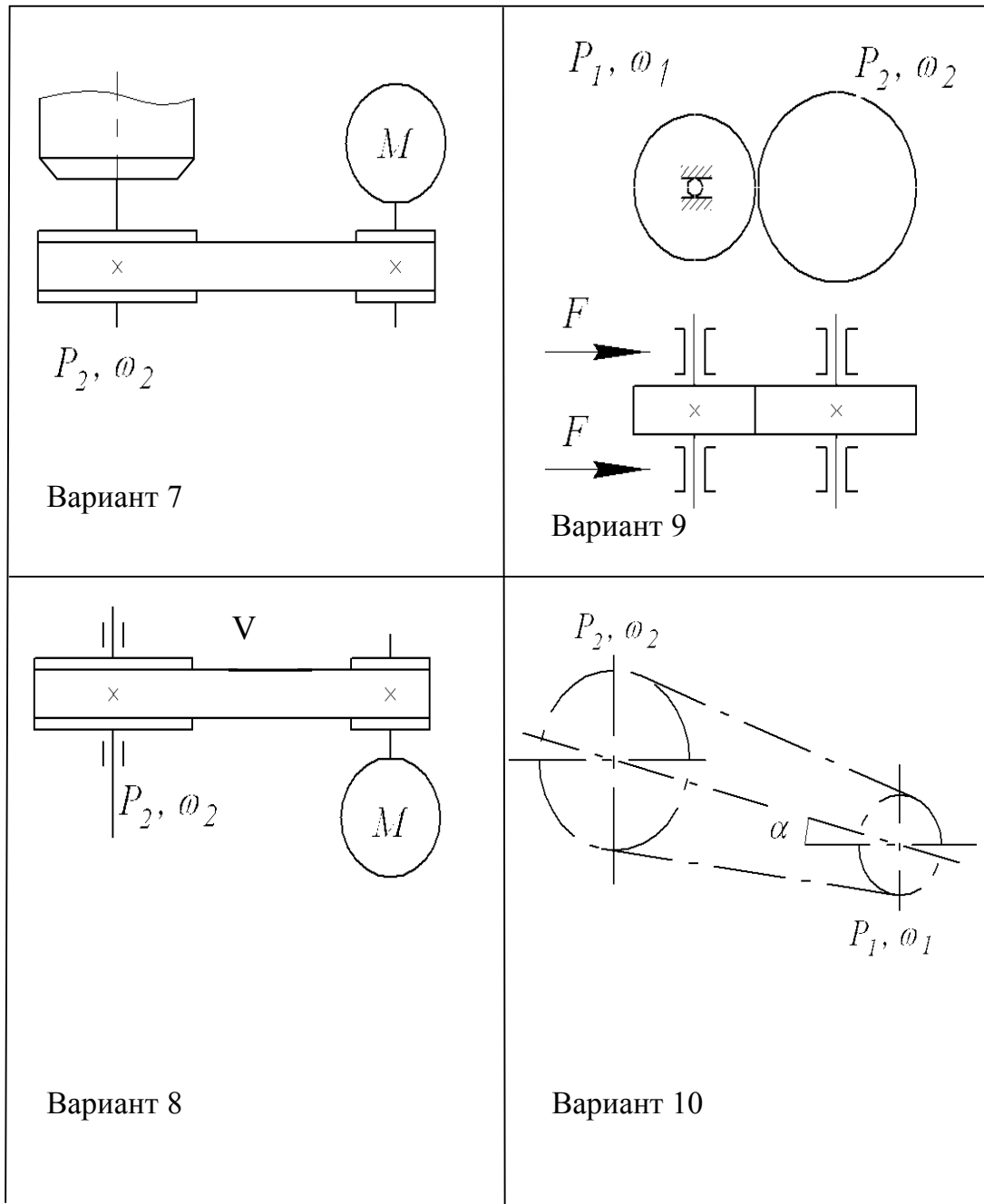


Рисунок 12.3, лист 2 — Варианты 7–10 задач задания 3

Основные геометрические параметры конических зубчатых передач (номинальный диаметр наружного основания делительного конуса колеса  $d_{e2}$ , ширина зубчатого венца  $b$ ) нормализованы ГОСТ 12289–76.

Расчет передач заканчивается эскизами колес, на которых представляются все основные размеры.

В задаче № 5 по заданным геометрическим и кинематическим параметрам необходимо оценить номинальную нагрузочную способность

передач, то есть необходимо решить задачу обратную проектному расчету закрытых зубчатых передач.

При расчете плоскоременной передачи (задача № 7) требуется выбрать материал ремня и определить его размеры, размеры шкивов, межцентровое расстояние, давление на валы и долговечность ремня по числу пробегов.

У клинового ремня, по сравнению с плоским (задача № 8), за счет формы сечения, возникает большая сила трения со шкивами. Благодаря этому тяговые способности увеличиваются, а межцентровое расстояние и угол обхвата могут быть уменьшены. Желательно вести расчет одновременно для двух-трех типов ремней и выбрать из рассчитанных вариантов оптимальный.

При расчете фрикционной передачи (задача № 9) следует задаться материалом катков и определить их размеры расчетом на прочность поверхностных слоев тел качения по контактному напряжению. При расчете цепных передач (задача № 10), пользуясь нормативными данными, выбрать цепь и подсчитать основные геометрические размеры передачи, после чего выбранную цепь проверить на работоспособность по удельным давлениям в шарнирах. В расчетах следует привести конструкцию цепи, показать силы, действующие в передаче и основные ее размеры.

### 12.3.2 Задача № 1

Рассчитать цилиндрические колеса с прямыми зубьями в одноступенчатом редукторе (рис. 12.3, вариант 1) и подобрать электродвигатель. Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равняются  $P_2$  и  $\omega_2$ . Режим нагружения спокойный, постоянный. Срок службы передачи 20 000 часов.

Таблица 12.11 — Варианты условий заданий к задаче № 1

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 1									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Передача	Реверсивная					Нереверсивная				
$P_2$ , кВт	2,7	2,7	4,3	4,3	6,7	6,7	9,5	10,5	12,5	13,5
$\omega_2$ , рад/с	20	30	35	40	27	25	32	30	40	45

### 12.3.3 Задача № 2

Рассчитать шестерню и колесо конической прямозубой закрытой передачи (рис. 12.3, вариант 2) и подобрать электродвигатель. Мощность

и угловая скорость на выходном валу соответственно равняются  $P_2$  и  $\omega_2$ . Режим нагружения спокойный. Срок службы передачи 12 000 часов.

Таблица 12.12 — Варианты условий заданий к задаче № 2

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 2									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
Передача	Реверсивная					Нереверсивная				
$P_2$ , кВт	2,6	2,6	2,6	4,2	4,2	4,2	6,4	6,4	9,2	9,2
$\omega_2$ , рад/с	20	40	25	30	27	35	40	45	24	22

### 12.3.4 Задача № 3

Рассчитать червяк и червячное колесо редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 12.3, вариант 3). Мощность на выходном валу  $P_2$ , а угловая скорость  $\omega_2$ . Режим нагружения спокойный, постоянный. Срок службы передачи 20 000 часов.

Таблица 12.13 — Варианты условий заданий к задаче № 3

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 3									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
Передача	Реверсивная					Нереверсивная				
$P_2$ , кВт	2,9	2,9	5,5	5,5	15	11	11	3,5	3,5	2,0
$\omega_2$ , рад/с	15	12	10	7,5	18	13	10	8	5	7

### 12.3.5 Задача № 4

Рассчитать косозубые цилиндрические колеса одноступенчатого редуктора и подобрать электродвигатель (рис 12.3, вариант 4). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равняются  $P_2$  и  $\omega_2$ . Режим нагружения спокойный. Срок службы передачи 15 000 часов.

Таблица 12.14 — Варианты условий заданий к задаче № 4

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 4									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
Передача	Реверсивная					Нереверсивная				
$P_2$ , кВт	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5
$\omega_2$ , рад/с	24	35	30	20	35	30	45	40	42	27

### 12.3.6 Задача № 5

Исходя из контактной прочности зубьев, определить мощность, которую может передавать одноступенчатый прямозубый цилиндрический редуктор при частоте вращения ведомого вала  $\omega_2$  (рис. 12.3, вариант 5). Межцентровое расстояние  $a_w$ , число зубьев шестерни  $z_1$  колеса  $z_2$ . Ширина венца зубчатых колес  $b$ . Шестерня и колесо выполнены из стали 40X с 7-ю степенью точности.

Таблица 12.15 — Варианты условий заданий к задаче № 5

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 5									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$a_w$ , мм	200	225	280	315	355	400	450	500	560	630
$z_1$	34	20	27	21	29	36	25	20	30	32
$z_2$	66	80	85	42	42	164	125	80	130	108
$b$ , мм	25	45	60	63	70	80	90	100	70	125
$\omega_2$ , рад/с	45	40	15	25	35	20	30	15	10	35

### 12.3.7 Задача № 6

Рассчитать открытую коническую передачу для привода цепного конвейера (рис. 12.3, вариант 6). Мощность на валу колеса  $P_2$ , угловая скорость  $\omega_2$ . Передаточное число передачи  $u$ . Режим нагружения спокойный. Строк службы передачи 10 000 часов.

Таблица 12.16 — Варианты условий заданий к задаче № 6

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 6									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$P_2$ , кВт	4,5	8	9	12	12	16	18	20	23	30
$\omega_2$ , рад/с	28	35	23	15	16	20	18	32	14	19
$u$	2,5	2,0	3,15	4,5	4,5	3,55	4,0	2,24	4,5	4,0

### 12.3.8 Задача № 7

Рассчитать передачу хлопчатобумажным ремнем к станку и подобрать электродвигатель (рис. 12.3, вариант 7). Мощность и угловая скорость на ведомом валу соответственно равняются  $P_2$  и  $\omega_2$ . Передача горизонтальная. Межцентровое расстояние минимальное. Работа трехсменная.

Таблица 12.17 — Варианты условий заданий к задаче № 7

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 7									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$P_2$ , кВт	2,7	2,7	3,9	3,9	6,8	6,8	9,5	13,9	19,5	20
$\omega_2$ , рад/с	32	30	35	15	40	42	20	45	47	50

### 12.3.9 Задача № 8

Рассчитать клиноременную передачу и подобрать электродвигатель (рис. 12.3, вариант 8). Мощность на ведомом валу  $P_2$ , угловая скорость ведомого шкива  $\omega_2$ . Межосевое расстояние минимальное. Передача горизонтальная Работа двухсменная.

Таблица 12.18 — Варианты условий задания к задаче № 8

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 8									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$P_2$ , кВт	2,0	2,5	4,0	4,5	5	6	7	8	9	10
$\omega_2$ , рад/с	40	30	25	20	35	18	25	30	15	45

### 12.3.10 Задача № 9

Рассчитать фрикционную цилиндрическую передачу (рис. 12.3, вариант 9). Мощность, передаваемая ведущим колесом  $P_1$  при угловой скорости  $\omega_1$  и на ведомом колесе  $\omega_2$ .

Таблица 12.19 — Варианты условий заданий к задаче № 9

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 9									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$P_1$ , кВт	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_1$ , рад/с	140	300	90	150	75	100	150	300	75	90
$\omega_2$ , рад/с	80	65	25	55	20	36	30	120	20	40

### 12.3.11 Задача № 10

Рассчитать передачу втулочно-роликовой цепью (рис. 12.3, вариант 10). Известны мощность на ведущей звездочке  $P_1$ , угловые скорости ведущей звездочки  $\omega_1$  и ведомой звездочки  $\omega_2$ . Угол наклона линии центров звездочки  $\alpha$ . Передача работает 15 часов в сутки.



Таблица 12.20 — Варианты условий заданий к задаче №10

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 10									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$P_1$ , кВт	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$\omega_1$ , рад/с	20	30	35	40	45	50	55	60	65	70
$\omega_2$ , рад/с	5	8	12	15	18	20	30	20	35	25
$\alpha$ , рад	0,5	0,6	0,7	0	0,7	0,6	0,5	0	0,5	0,6

## 12.4 Задание 4. Неразъемные и разъемные соединения

### 12.4.1 Основные указания к решению задач задания 4

При решении задач по разделу "Сварные соединения" (задачи №№ 1–3) необходимо определить допустимые напряжения для основного металла и сварного шва. В зависимости от толщины свариваемых деталей следует задаться величиной катета шва. При этом минимальная величина катета  $k$  для силовых швов 3 мм (при толщине  $\delta > 3$  мм). Минимальная длина углового шва должна  $3k$ , но не менее 30 мм, так как дефекты в начале и конце шва снижают его прочность.

В задачах из раздела "Заклепочные соединения» (задачи №№ 4, 5) следует выбрать диаметр клепки в зависимости от наименьшей толщины соединяемых деталей, определить количество заклепок из условия прочности заклепочного соединения на срез и смятие, шаг шва и поперечные сечение соединяемых деталей.

В задаче № 6 по разделу "Соединения с натягом" необходимо определить давление на поверхности контакта, исходя из величины передаваемого крутящего момента  $T_k$ , и действующий натяг, обеспечивающий это давление. Выбрав из таблиц допусков СТ СЭВ 144-75 посадку, выполнить проверочный расчет соединения на прочность.

Решения задач по разделу "Резьбовые соединения" (задачи №№ 7-10) необходимо начинать с эскиза конструкции, на котором показать действующие силы и расчетные размеры.

В задаче № 7 требуется рассмотреть два случая — болты, установленные без зазора и с зазором.

В первом случае болты необходимо рассчитывать на срез. При установке болта с зазором требуется его предварительная затяжка, поэтому болты работают на растяжение и кручение, возникающие при заверты-

вании гайки от момента в резьбе. Это относится и к другим задачам (№№ 8–10), где болты поставлены с предварительной затяжкой.

В задаче № 8 приложить действующие силы, а потом составить условия прочности болтового соединения. Недопустимо пользоваться готовыми формулами, не разобравшись предварительно с принципом работы клеммового соединения. Так, до приложения силы  $F$  предварительно затягивают болты. Это вызывает реактивную силу хомута на вал. При приложении силы  $F$  на конце рычага в плоскости соединения возникает реактивный момент, направленный в сторону, обратную моменту  $F \times L$ .

Задача № 9 решается по условиям невозможности раскрытия стыка. Задав коэффициент внешнего нагружения  $\chi$ , в зависимости от материала прокладки, определяют расчетную силу и далее размеры болтов. Прочертив конструкцию соединения необходимо просчитать действующее значение коэффициента внешнего нагружения и сравнить его с ранее принятым. Если эти значения сильно расходятся, то задаются новые коэффициенты внешнего нагружения и расчеты повторяются до достаточно близкого совпадения значений принятого и действующего  $\chi$ .

В задаче № 10 шайбы насажены на квадрат и вращаются вместе с валом. Поэтому в расчетах между шайбами и дисковой пилой следует принять две пары поверхностей трения.

Схематические изображения для вариантов заданий приведены на рисунке 12.4.

#### 12.4.2 Задача № 1

Определить допустимую силу  $F$ , которая может быть приложена к рычагу, исходя из мощности стыкового сварного шва (рис. 12.4, вариант 1). Размер рычага в месте сварки  $a \times b$ . Материал рычага сталь 3. Нагрузка статическая. Сварка ручная электродуговая.

Таблица 12.21 — Варианты условий заданий к задаче № 1

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 1									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L$ , м	0,6	0,6	0,65	0,65	0,7	0,75	0,75	0,8	0,85	0,9
$a$ , мм	40	50	50	60	70	80	80	90	90	100
$b$ , мм	5	6	6	8	8	10	10	12	12	12

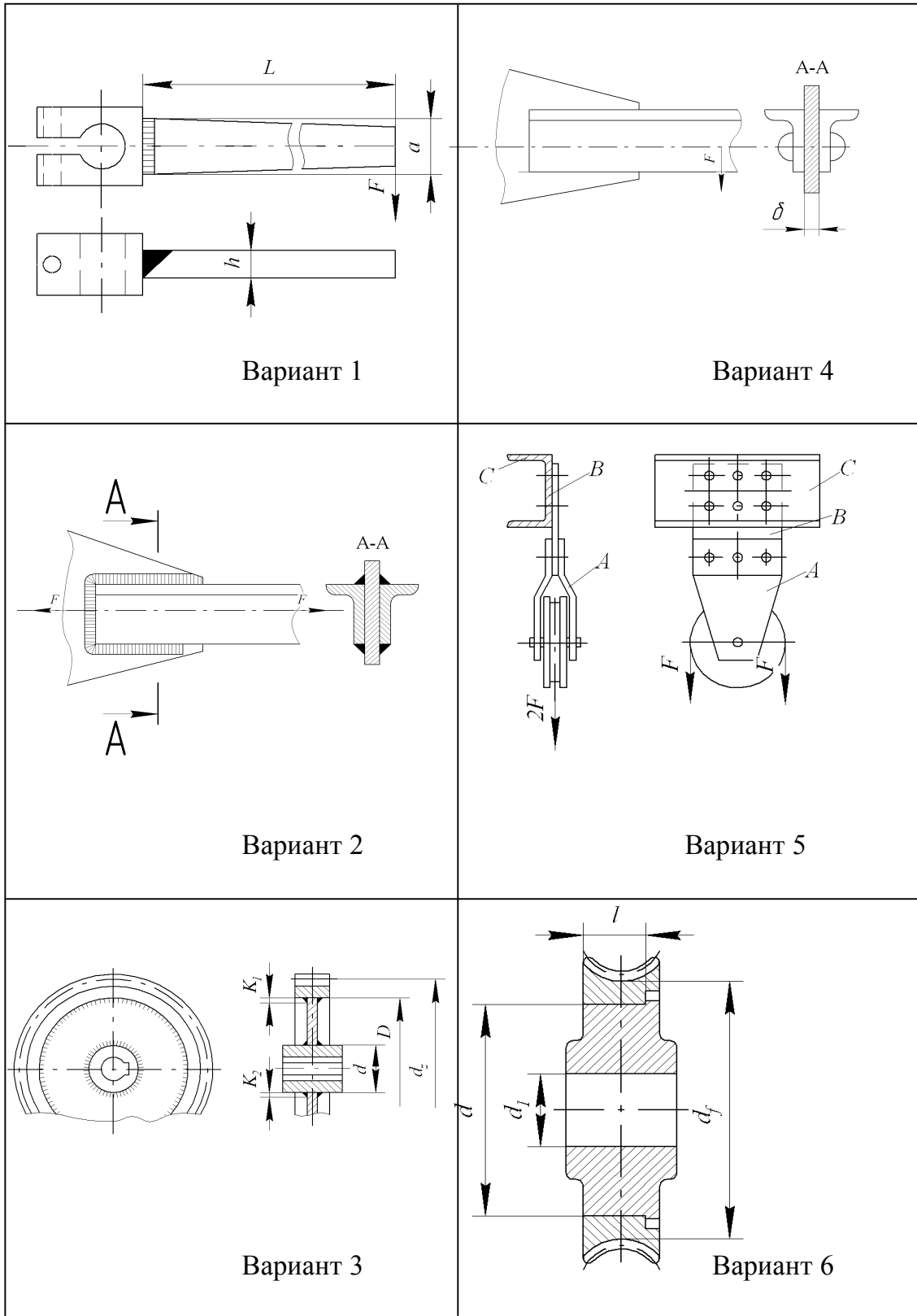


Рисунок 12.4, лист 1 — Варианты 1–6 задания 4

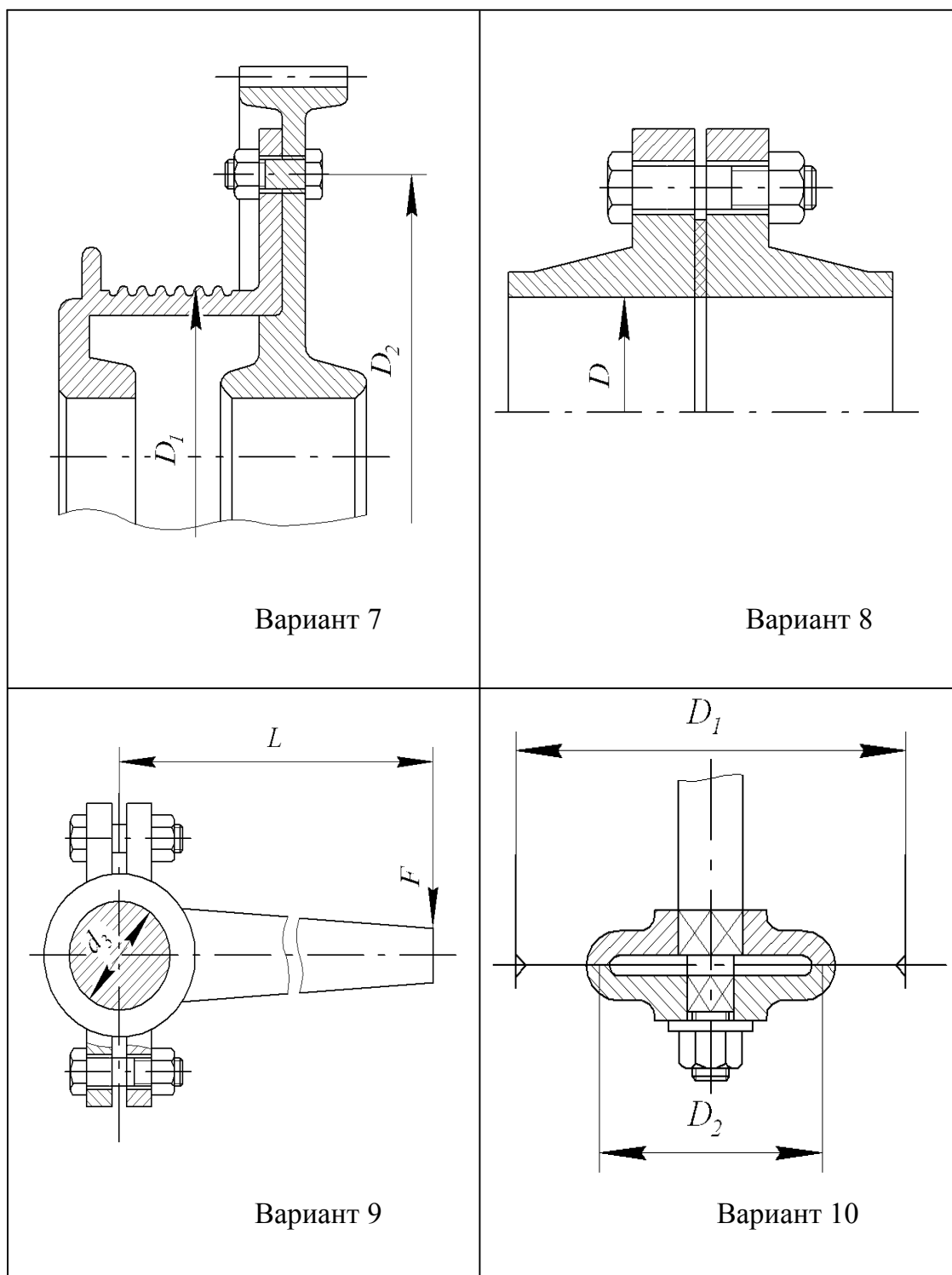


Рисунок 12.4, лист 2 — Варианты 7–10 задания 4

### 12.4.3 Задача № 2

Рассчитать на равнопрочность швы сварного соединения косынки с растяжками в виде двух уголков, подобрав при этом номер уголков

(рис. 12.4, вариант 2). На соединение действует сила  $F$ . Нагрузка статическая. Сварка ручная электродуговая.

Таблица 12.22 — Варианты условий заданий к задаче № 2

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 2									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Марка электрода	Э 42					Э 84				
$F$ , кН	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150

#### 12.4.4 Задача № 3

Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с ободом и ступицей (рис. 12.4, вариант 3). Материал диска — сталь 3, а ступицы и обода — сталь 35. Мощность передаваемая валом  $P$  при угловой скорости  $\omega$ , толщина швов:  $K_1 = 8$  мм,  $K_2 = 10$  мм. Нагрузка статическая. Сварка ручная электродуговая электродом Э 42.

Таблица 12.23 — Варианты условий заданий к задаче № 3

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 3									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P$ , кВт	24	28	32	34	36	38	40	42	44	46
$\omega$ , рад/с	12	15	9	12	18	20	24	27	32	36
$D$ , м	0,6	0,65	0,7	0,67	0,65	0,66	0,62	0,65	0,68	0,7
$d$ , м	0,18	0,18	0,25	0,22	0,2	0,2	0,19	0,19	0,2	0,22

#### 12.4.5 Задача № 4

К конструкции (рис. 12.4, вариант 4), состоящей из косынки и двух уголков, приложена сила  $F$ . Определить номер профиля уголков и число заклепок. Материал косынки и заклепок — сталь 3.

Таблица 12.24 — Варианты условий заданий к задаче № 4

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 4									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
$F$ , кН	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
$\delta$ , мм	10	10	10	12	12	12	12	15	15	15

### 12.4.6 Задача № 5

Рассчитать заклепки, крепящие скобы  $A$  к косынке  $B$  и косынку с швеллером  $C$  (рис. 12.4, вариант 5). Сила, действующая на блок  $2F$ .

Таблица 12.25 — Варианты условий заданий к задаче № 5

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 5									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	10	12	14	17	20	25	30	35	40	45

### 12.4.7 Задача № 6

Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом зубчатого венца и ступицы червячного колеса (рис. 12.4, вариант 6). Диаметр посадочной поверхности  $d$ , ее длина  $l$ . Крутящий момент, передаваемый червячным колесом  $T_k$ . Венец выполнен из бронзы БрАЖ 9-4, а ступица из чугуна СЧ 12-28.

Таблица 12.26 — Варианты условий заданий к задаче № 6

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 6									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_k$ , Н·м	1000	1000	1100	1100	1200	1200	1300	1300	1400	1400
$d_f$ , мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390
$l$ , мм	50	52	54	56	58	60	62	64	66	68
$d_1$ , мм	65	67	70	72	74	76	78	80	82	85
$d$ , мм	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360

### 12.4.8 Задача № 7

Определить количество и диаметр болтов, соединяющих барабан грузовой лебедки диаметром  $D_1$ , с зубчатым колесом. Болты размещены по окружности диаметром  $D_2$  (рис. 12.4, вариант 7). Грузоподъемность лебедки  $F$ . Нагрузка постоянная. Расчет выполнить для болтов, установленных в отверстия с зазором и без зазора.

Таблица 12.27 — Варианты условий заданий к задаче № 7

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 7									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	12	15	17	19	21	23	25	27	29	31
$D_1$ , м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,37	0,4	0,42	0,45	0,47	0,5
$D_2$ , м	0,35	0,4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,58	0,6	0,62	0,65

### 12.4.9 Задача № 8

Рассчитать болты клеммового соединения рычага с валиком диаметром  $d_3$  (рис. 12.4, вариант 8). На конце рычага приложено постоянная нагрузка  $F$ . Материал болтов — сталь 3.

Таблица 12.28 — Варианты условий заданий к задаче № 8

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 8									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	1,50	1,20	1,1	1,4	0,9	1,3	0,9	0,8	1,1	1,3
$L$ , м	0,4	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4
$d_B$ , мм	60	60	55	55	45	40	40	40	50	50

### 12.4.10 Задача № 9

Определить диаметр болтов фланцевого соединения трубопровода (рис. 12.4, вариант 9). Давление жидкости внутри трубопровода по манометру  $p$ , внутренний диаметр труб  $D$ , с числом болтов  $z$  задается самостоятельно.

Таблица 12.29 — Варианты условий заданий к задаче № 9

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 9									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p$ , МПа	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
$D$ , мм	210	200	190	180	170	160	150	140	120	100

### 12.4.11 Задача № 10

Определить диаметр резьбовой части вала, на конце которого между двумя шайбами с помощью сил трения, возникающих при затяжке гайки, зажата дисковая пила (рис. 12.4, вариант 10). Сопротивление резанию  $F$ , диаметр пилы  $D_1$ , средний диаметр шайб  $D_2$ . Материал вала — сталь 5. Нагрузка  $F$  постоянная.

Таблица 12.30 — Варианты условий заданий к задаче № 10

Параметры	Варианты условий заданий к задаче № 10									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
$D_1$ , м	0,9	0,85	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,50	0,45	0,4
$D_2$ , м	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11



## 13 ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ

### 13.1 Задание 1. Структурный анализ манипулятора пространственного механизма промышленного робота

Определить степень свободы пространственного манипулятора промышленного робота (рис. 13.1).

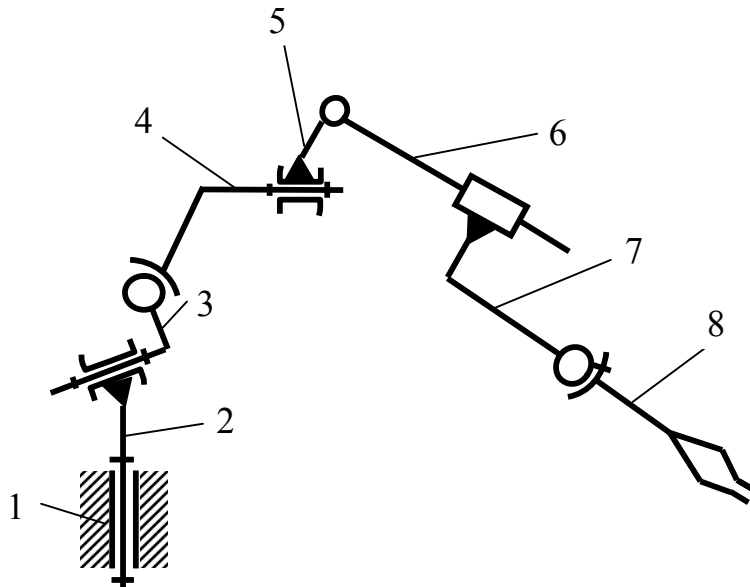


Рисунок 13.1 — Кинематическая схема пространственного механизма

Степень подвижности пространственного робота-манипулятора определяется по формуле Сомова-Малышева:

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

где  $n = 7$  — число подвижных звеньев;

$p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  — число кинематических пар I, II, III, IV, V классов, входящих в состав механизма.

Анализируем кинематические пары, входящие в состав механизма:

- 1 – 2 — пара V класса, вращательная;
- 2 – 3 — пара V класса, вращательная;
- 3 – 4 — пара III класса, вращательная;
- 4 – 5 — пара V класса, вращательная;
- 5 – 6 — пара V класса, вращательная;
- 6 – 7 — пара V класса, поступательная;
- 7 – 8 — пара IV класса, вращательная.

Приведенный пространственный механизм робота-манипулятора состоит из семи кинематических пар, из них: пятого класса:  $p_5 = 5$ ; четвертого класса  $p_4 = 1$ ; третьего класса  $p_3 = 1$ .

Степень подвижности механизма:

$$W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 10.$$

### 13.2 Задание 2. Геометрический и динамический синтез механизмов

Выходное звено механизма, показанного на схеме варианта, совершает возвратное движение (рис. 13.2). На рабочем ходу оно нагружено постоянной силой  $F_C = 50 \text{ Н}$ . На холостом ходу сила полезного сопротивления отсутствует. Эффект действия сил трения в кинематических парах оценивается коэффициентом полезного действия механизма  $\eta = 0,72$ . Направление вращения входного звена показано стрелкой, угловая скорость вращения входного звена  $\omega_1 = 20 \text{ рад/с}$ .

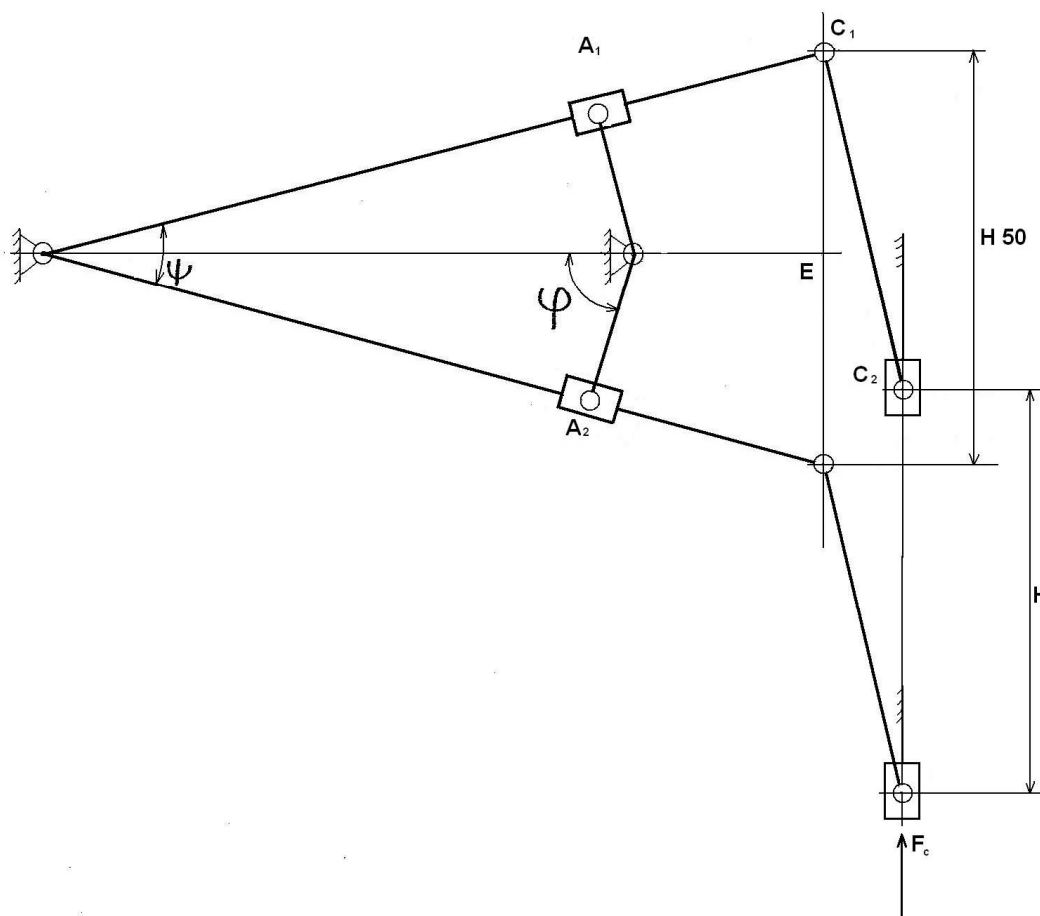


Рисунок 13.2 — Кинематическая схема механизма брикетирования

Требуется:

1) по заданным условиям спроектировать кинематическую схему механизма; определить углы поворота кривошипа за время холостого и рабочего ходов ( $\varphi_{р.х.}$  и  $\varphi_{х.х.}$ ). Решение может быть выполнено графическим или аналитическим способом;

2) определить постоянный по величине движущий момент, который необходимо приложить к входному звену при установившемся режиме работы с циклом, состоящим из рабочего и холостого ходов;

3) найти требуемую мощность двигателя при вращении входного звена со скоростью  $\omega_1$ .

Механизм брикетирования.

При проектировании механизма по заданному ходу  $H = 50$  мм ползуна, расстоянию  $L = 20$  мм от центра вращения кулисы до направляющей ползуна, коэффициенту  $k = 1,3$  изменения средней скорости кулисы ВС, максимальному значению угла давления  $\theta = 10^\circ$  определить длины кривошипа  $l_{OA}$ , стойки  $l_{OB}$ , кулисы  $l_{BC}$  и шатуна  $l_{DC}$ , принимая  $l_{BD} = 1,3l_{OB}$ .

Решение.

1. Синтез механизма.

В крайних положениях механизма кривошип и кулиса взаимно перпендикулярны. Угол между стойкой ОВ и кривошипом ОА равен

$$\varphi = \frac{180^\circ}{1+k} = \frac{180^\circ}{1+1,3} = 78^\circ 15'.$$

Угол между кулисой ВС и стойкой ОВ в крайнем положении:

$$\psi = 90^\circ - \varphi = 90^\circ - 78^\circ 15' = 14^\circ 45'.$$

Максимальная длина отрезка СЕ в крайнем положении равна

$$l_{CE} = \frac{H}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мм.}$$

Из треугольника ВСЕ определяем длину звена ВЕ:

$$l_{BE} = \frac{l_{CE}}{\operatorname{tg}\psi} = \frac{25}{\operatorname{tg}14^\circ 45'} = 95 \text{ мм.}$$

Длина стойки:

$$l_{OB} = \frac{l_{BE}}{1,3} = \frac{95}{1,3} = 73 \text{ мм.}$$

Определяем длину кривошипа:

$$l_{OA} = l_{OB} \cos \varphi = 73 \cos 75^\circ 15' = 18,5 \text{ мм.}$$

Угол холостого хода:

$$\varphi_{x.x.} = 2\varphi = 150^\circ 30';$$

угол рабочего хода:

$$\varphi_{p.x.} = 360^\circ - \varphi_{x.x.} = 360^\circ - 150^\circ 30' = 209^\circ 30'.$$

Длину шатуна определяем графически.

2. Определение движущего момента.

Определяем работу сил полезного сопротивления

$$A_{п.с.} = F_C \cdot H = 50 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ Нм.}$$

Вычисляем работу движущих сил

$$A_{д.с.} = \frac{A_{п.с.}}{\eta} = \frac{2,5}{0,72} = 3,47 \text{ Нм.}$$

Момент движущих сил за один полный цикл, равный  $2\pi$ :

$$T_D = \frac{A_{д.с.}}{2\pi} = \frac{3,47}{2\pi} = 0,55 \text{ Нм.}$$

3. Вычисляем требуемую мощность двигателя:

$$P_{дв} = T_D \cdot \omega_1 = 0,55 \cdot 20 = 11 \text{ Вт.}$$

### 13.3 Задание 3. Проектный расчет зубчатых передач

Рассчитать косозубые цилиндрические колеса одноступенчатого редуктора (рис. 13.3) и подобрать электродвигатель. Мощность и угловая скорость на выходном валу равны  $P_2 = 4,3 \text{ кВт}$ ,  $\omega_2 = 35 \text{ рад/с}$ . Режим нагрузки спокойный. Срок службы передачи 15000 час.

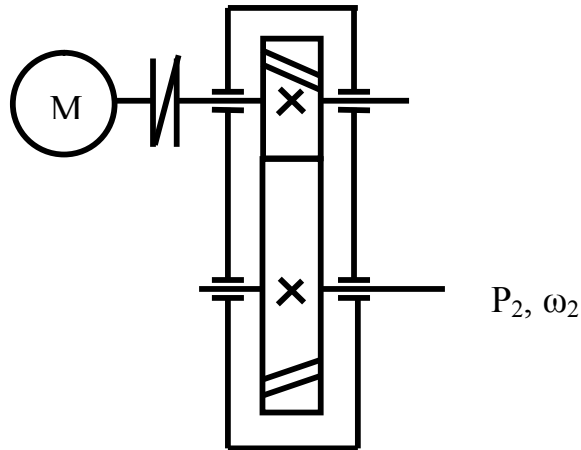


Рисунок 13.3 — Схема редуктора

### 1. Выбор электродвигателя.

Потребная мощность двигателя:

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_2}{\eta_{\text{прив}}} = \frac{4,3}{0,931} = 4,61 \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{прив}}$  — общий к.п.д. привода:

$$\eta_{\text{прив}} = \eta_{\text{м}} \times \eta_{\text{ц.п.}} \times \eta_{\text{п.п.}}^2 = 0,98 \times 0,97 \times 0,99^2 = 0,931,$$

где  $\eta_{\text{м}}$  — к. п. д. муфты,  $\eta_{\text{м}} = 0,98$ ;

$\eta_{\text{ц.п.}}$  — к. п. д. цилиндрической передачи,  $\eta_{\text{ц.п.}} = 0,97$ ;

$\eta_{\text{п.п.}}$  — к. п. д. одной пары подшипников,  $\eta_{\text{п.п.}} = 0,99$  [4, т. 1.1].

По таблице 18.36 [4, стр. 321] принимаем двигатель 4А132М8:

$P_{\text{дв}} = 5,5$  кВт,  $n_{\text{синх}} = 750$  об/мин; скольжение  $s = 4,1\%$ .

Номинальная частота вращения двигателя

$$n_{\text{ном}} = n_{\text{синх}} (1 - 0,041) = 750 \cdot (1 - 0,041) = 719 \text{ об/мин.}$$

Вычислим передаточное число редуктора:

$$U_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_2} = \frac{719}{334,3} = 2,15,$$

где

$$n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 35}{\pi} = 334,3 \text{ об./мин.}$$

Принимаем передаточное число редуктора  $u_{\text{ред}} = 2$ .

Определяем крутящие моменты на валах привода:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4300}{35} = 122,8 \text{ Нм},$$

$$T_1 = \frac{T_2}{U_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{п.п.}}^2 \cdot \eta_{\text{ц.п.}}} = \frac{122,8}{2 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97} = 64,5 \text{ Нм}.$$

2. Расчет цилиндрического редуктора.

Выбор материалов цилиндрической передачи.

Так как передаваемый момент небольшой и к габаритам редуктора не предъявляются особых требований, выбираем недорогую марку стали: для изготовления колеса и шестерни принимаем сталь 45.

Для шестерни: термообработка — улучшение, твердость HB<sub>1</sub> 260.

Для колеса: термообработка — улучшение, твердость HB<sub>2</sub> 230.

Допускаемое напряжение для цилиндрической передачи.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{\text{H}} = \frac{\sigma_{\text{H lim b}} \times K_{\text{HL}}}{S_{\text{H}}},$$

где  $\sigma_{\text{H lim b}}$  — предел прочности при базовом числе циклов перемен напряжений:

$$\text{для шестерни } \sigma_{\text{H lim b1}} = 2\text{HB}_1 + 70 = 2 \times 260 + 70 = 590 \text{ МПа},$$

$$\text{для колеса } \sigma_{\text{H lim b2}} = 2\text{HB}_2 + 70 = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ МПа}.$$

$K_{\text{HL}}$  — коэффициент долговечности; принимаем  $K_{\text{HL}} = 1$  (при большом сроке службы передачи).

$S_{\text{H}}$  — коэффициент безопасности; для улучшенных колёс принимаем  $S_{\text{H}} = 1,1$  [5, с. 192].

Получим допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_{\text{H1}} = \frac{\sigma_{\text{H lim b1}} \cdot K_{\text{HL}}}{S_{\text{H}}} = \frac{590 \cdot 1}{1,1} = 536,6 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{\text{H2}} = \frac{\sigma_{\text{H lim b2}} \cdot K_{\text{HL}}}{S_{\text{H}}} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45(536,6 + 482) = 458 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{\text{Flimb}} \cdot K_{\text{FL}} \cdot K_{\text{FC}}}{S_F},$$

где  $\sigma_{\text{Flimb}}$  — предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемен напряжений:

$$\sigma_{\text{Flimb}} = 260 + \text{HB},$$

$$\sigma_{\text{Flimb1}} = 260 + 260 = 520 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{Flimb2}} = 260 + 230 = 490 \text{ МПа;}$$

$K_{\text{FL}} = 1$  — коэффициент долговечности;

$K_{\text{FC}}$  — коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки  $K_{\text{FC}} = 1$  (для неревверсивных передач) [5, с. 193];

$S_F$  — коэффициент безопасности, принимаем  $S_F = 5$  [2, с. 194].

Получим допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни } [\sigma]_{F1} = \frac{520}{2} = 260 \text{ МПа,}$$

$$\text{для колеса } [\sigma]_{F2} = \frac{490}{2} = 245 \text{ МПа.}$$

3. Проектный расчет передачи.

Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_\omega \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\text{H}\beta}}{u^2 [\sigma]_H^2 \psi_{\text{BA}}}},$$

где  $\psi_{\text{BA}}$  — коэффициент ширины венца по отношению к межосевому расстоянию; принимаем  $\psi_{\text{BA}} = 0,4$  (для симметричного расположения колёс);

$K_{\text{H}\beta}$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса, зависит от коэффициента  $\psi_{\text{BD}}$ .

$$\psi_{\text{BD}} = 0,5\psi_{\text{BA}} (U + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2 + 1) = 0,6.$$

Принимаем  $K_{H\beta} = 1,045$  [5, рис. 10.21] (по диаграмме)  
 $K_a = 490$  МПа — для стальных прямозубых колёс [3, с. 186].

Определяем межосевое расстояние  $a_\omega$ :

$$a_\omega \geq 430(2+1) \sqrt[3]{\frac{122,8 \cdot 1,045}{2^2 \cdot 458^2 \cdot 0,4}} = 93,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное межосевое расстояние  $a_{\omega \text{ ГОСТ}} = 100$  мм.

Определяем модуль зацепления:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_\omega = (0,01 \dots 0,02) \cdot 100 = 1,0 \dots 2,0 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 2,0$  мм.

Предварительно выбираем угол наклона зуба  $\beta = 10^\circ$ .

Суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = \frac{2a_\omega \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 10^\circ}{2} = 98,48;$$

принимаем  $Z_\Sigma = 98$ .

Уточняем угол наклона зуба:

$$\cos \beta = \frac{Z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_\omega} = \frac{98 \cdot 2}{2 \cdot 100} = 0,98; \beta = 11^\circ 28' 42''.$$

Определяем число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} = \frac{98}{2+1} = 32,6.$$

Принимаем  $Z_1 = 33$ .

Определяем число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 98 - 33 = 65.$$

Уточняем передаточное число:

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{33} = 1,96.$$

Вычисляем погрешность передаточного числа

$$\Delta = \frac{U - U_\phi}{U} 100\% = \frac{2 - 1,96}{2} 100\% = 2\% < 4\%, \text{ что допустимо.}$$



Определяем размеры колёс.

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{Z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{33 \cdot 2}{0,98} = 67,35 \text{ мм};$$
$$d_2 = \frac{Z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{65 \cdot 2}{0,98} = 132,65 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 67,35 + 2 \cdot 2 = 71,35 \text{ мм};$$
$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 132,65 + 2 \cdot 2 = 136,65 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m = 67,35 - 2,5 \cdot 2 = 62,35 \text{ мм};$$
$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m = 132,65 - 2,5 \cdot 2 = 127,65 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}.$$

Окружная скорость колёс в передаче:

$$V = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{35 \cdot 0,132}{2} = 2,31 \text{ м/с}.$$

Принимаем степень точности передачи 9 [5, табл. 10.3].

4. Проверочный расчет цилиндрической передачи.

Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} (u+1)}{d_1 u}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $Z_H$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:

$$Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cdot 0,98 = 1,73$$

(для косозубых колес), [3, с. 184].

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колёс, [5, с. 184].

$Z_\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,67}} = 0,79,$$

где  $\varepsilon_\alpha$  — коэффициент торцевого перекрытия [5, с. 167].

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{33} + \frac{1}{65} \right) \right] \cdot 0,98 = 1,69.$$

$K_\varepsilon = 0,95$  [5, с. 165].

Отношение  $\frac{\omega_{\text{нт}}}{d_1}$  равно:

$$\frac{\omega_{\text{нт}}}{d_1} = \frac{2T_M}{d_1^3 \psi_{\text{bd}}} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\nu}, [5, с. 184].$$

где  $T_M = T_1 = 64,5 \text{ Нм}$  — момент на шестерни;

$K_{\text{H}\nu}$  — коэффициент динамической нагрузки,  $K_{\text{H}\nu} = 1,2$  — для косозубых колёс.

$$\psi_{\text{bd}} = \frac{b_{\omega_1}}{d_1} = \frac{45}{67,35} = 0,66.$$

$$\frac{\omega_{\text{нт}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 64,5 \cdot 10^3}{67,35^3 \cdot 0,66} \cdot 1,045 \cdot 1,2 = 0,80 \text{ Н/мм}.$$

Расчетное напряжение:

$$\sigma_{\text{H}} = 1,73 \cdot 275 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{0,8 \cdot (2+1)}{2}} = 411 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{H}}] = 458 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Определяем процент недогрузки:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma]_H} 100\% = \frac{458 - 411}{458} 100\% = 10,2\% < 20\%,$$

что допустимо.

Определяем усилия в зацеплении:

– окружные:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 122,8}{0,132} = 1861 \text{ Н};$$

– радиальные:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{1861 \cdot 0,36}{0,98} = 684 \text{ Н};$$

– осевые:

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\beta = 1861 \cdot 0,203 = 378 \text{ Н}.$$

Проверка по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение в зубьях колёс:

$$\sigma_{F_2} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F_2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m},$$

где  $K_{F\alpha} = 1$  (для степени точности 9), [4, с. 15];

$$Y_\beta = 1 - \beta^2/140 = 4 - 11,47/140 = 0,92;$$

$$K_{F\beta} = 1,1 \text{ [4, т. 2.5];}$$

$$K_{FV} = 1,4 \text{ [4, с. 16];}$$

$Y_F$  — коэффициент формы зуба (зависит от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$ ).

$$Z_{v_1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{33}{0,98^3} = 34; \quad Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{65}{0,98^3} = 69;$$

$$Y_{F_1} = 3,88; \quad Y_{F_2} = 3,61 \text{ [4, т. 2.6];}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{1 \cdot 0,92 \cdot 1,4 \cdot 1,1 \cdot 3,88 \cdot 1861}{40 \cdot 2} = 128 \text{ МПа} < [\sigma_{F_2}] = 245 \text{ МПа}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{128 \cdot 3,61}{3,88} = 119 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 260 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### 13.4 Задание 4. Сварные соединения

Определить допускаемую силу  $F$ , которая может быть приложена к рычагу, исходя из прочности стыкового сварного шва. Размер рычага у места сварки  $a \times h$ . Материал рычага сталь 3. Нагрузка статическая. Сварка ручная.

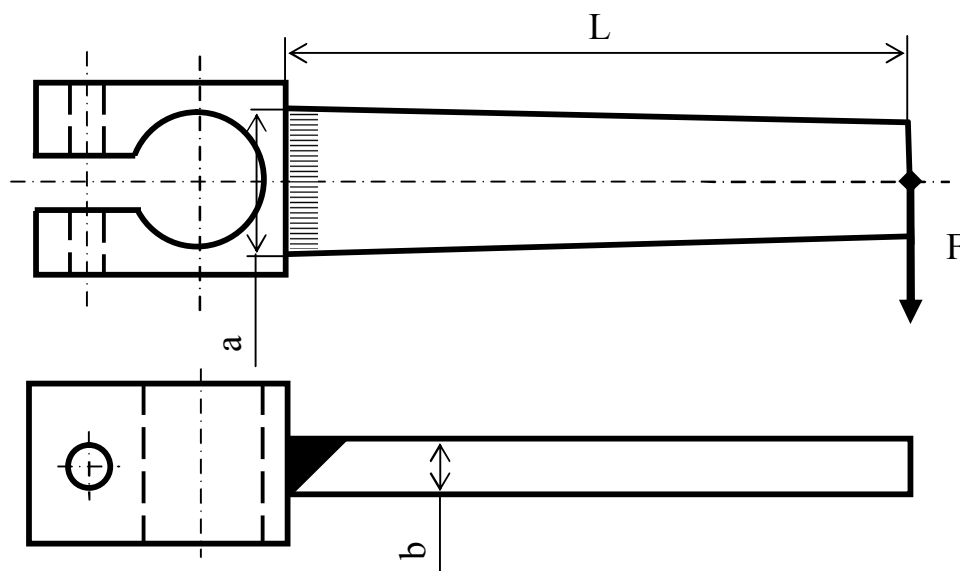


Рисунок 13.4 — Рычаг

$$a = 40 \text{ мм;}$$

$$b = 5 \text{ мм;}$$

$$L = 0,6 \text{ м.}$$

Условие прочности для стыкового сварного шва:

$$\sigma = \frac{F \cdot L}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot a^2} \leq [\sigma'].$$

Отсюда, допускаемая нагрузка

$$[F] \leq \frac{b \cdot a^2 \cdot [\sigma']}{6L},$$

где  $[\sigma']$  — допускаемое напряжение для материала рычага при статических нагрузках [4, табл. 3.1]:

$$[\sigma'] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{220}{1,4} = 157 \text{ МПа},$$

где  $n$  — запас прочности для металлоконструкций;

$n \approx 1,2 \div 1,8$  [4, с. 80];

$\sigma_T = 220 \text{ МПа}$  — предел текучести для стали 3 [4, табл. 3.2].

Определяем допускаемую нагрузку

$$[F] \leq \frac{5 \cdot 40^2 \cdot 157}{6 \cdot 600} = 348,8 \text{ Н}.$$

Принимаем  $[F] = 345 \text{ Н}$ .

## ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Преображенский И. Н. Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей вузов / И. Н. Преображенский, Ю. Я. Гуревич, В. И. Серебренников, Л. П. Солдаткин. — 12-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 1987. — 72 с. : ил.

2. Алехнович Н. В. Теория механизмов и машин : сборник контрольных работ и курсовых проектов / Н. В. Алехнович. — Минск : Высшая школа, 1984. — 252 с. : ил.

3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : учеб. пособ. для втузов / И. И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Наука, 1988. — 640 с. : ил.

4. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пос. для машиностр. спец. техникумов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1984. — 336 с. : ил.

5. Иванов М. Н. Детали машин : учебник для вузов / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1984. — 336 с. : ил.

6. Иванов М. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов. / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. — 7-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 2002. — 408 с. : ил.

7. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с. : ил.

8. Левченко Е. П. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з курсу «Теорія механізмів та машин і деталі машин» / Е. П. Левченко, О. О. Левченко, С. О. Расказов. — Алчевськ : ДонДТУ, 2008. — 37 с. : ил.

9. Левченко Е. П. Методичні вказівки до вивчення курсу «Теорія механізмів та машин і деталі машин» / Е. П. Левченко, О. О. Левченко. — Алчевськ : ДонДТУ, 2008. — 47 с. : ил.

10. Вишневський Д. О. Основні типи мастил і рекомендації зі змащування металургійного обладнання (на прикладі ВАТ "Алчевський

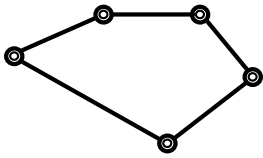
металургійний комбінат" : навч. посіб. / Д. О. Вишневський, Е. П. Левченко. — Алчевськ : ДонДТУ, 2013. — 143 с.

11. Вишевський Д. О. Конструювання, монтаж, регулювання та змащення підшипників кочення : навч. посіб. / Д. О. Вишневський, В. Ю. Ізюмов, О. С. Козачишена, О. О. Левченко. — Алчевськ : ДонДТУ, 2012. — 190 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

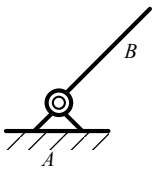
### ТЕСТЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ

#### 1. На рисунке изображена:



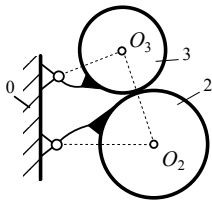
- 1) простая замкнутая кинематическая цепь;
- 2) простая открытая кинематическая цепь;
- 3) сложная открытая кинематическая цепь;
- 4) сложная замкнутая кинематическая цепь.

#### 2. На рисунке изображена:



- 1) поступательная пара;
- 2) вращательная пара;
- 3) винтовая пара;
- 4) зубчатая пара.

#### 3. На рисунке изображена схема:

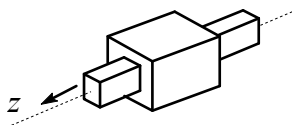


- 1) кривошипно-ползунного механизма;
- 2) кулисного механизма;
- 3) кулачкового механизма;
- 4) кривошипно-коромыслового механизма;
- 5) двухкоромыслового механизма.

#### 4. Что определяют методом Жуковского:

- 1) силу инерции;
- 2) уравновешивающую силу;
- 3) угловую скорость вращения;
- 4) степень подвижности механизма.

#### 5. Укажите класс кинематической пары:

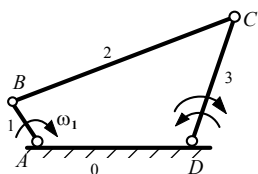


- 1) пара 1-го класса;
- 2) пара 2-го класса;
- 3) пара 3-го класса;
- 4) пара 4-го класса;
- 5) пара 5-го класса.



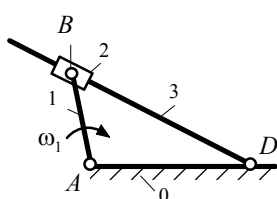
## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

6. Звено 1 на схеме механизма называется:



- 1) ползун;
- 2) кривошип;
- 3) шатун;
- 4) коромысло;
- 5) кулиса.

7. Звено 3 на схеме механизма называется:



- 1) ползун;
- 2) кривошип;
- 3) кулиса;
- 4) коромысло;
- 5) шатун.

8. Трение в винтовой паре будет минимальным:

- 1) в прямоугольной резьбе;
- 2) в треугольной резьбе;
- 3) в трапецеидальной резьбе;
- 4) в трубной резьбе.

9. Какое из перечисленных соединений является кинематической парой:

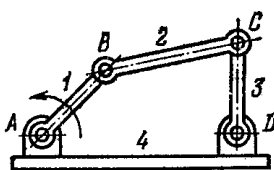
- 1) две сваренные детали;
- 2) две спаянные детали;
- 3) две детали, соединенные без возможности относительного движения;
- 4) две детали, соединенные подвижно.

10. Какое свойство является главным для определения дифференциального механизма:

- 1) число степеней свободы равно единицы;
- 2) число степеней свободы более единицы;
- 3) способность замедлять движение;
- 4) отсутствие подвижности.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**11. Определить степень подвижности механизма и найти его класс:**



- 1)  $W = 1$ , механизм I класса;
- 2)  $W = 2$ , механизм I класса;
- 3)  $W = 1$ , механизм II класса;
- 4)  $W = 2$ , механизм II класса.

**12. Эвольвентная функция определяется следующим выражением:**

- 1)  $\operatorname{inv}\alpha = \alpha - \operatorname{ctg}\alpha$ ;
- 2)  $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ ;
- 3)  $\operatorname{inv}\alpha = \alpha - \operatorname{tg}\alpha$ ;
- 4)  $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{ctg}\alpha - \alpha$ .

**13. Коэффициент полезного действия при последовательном соединении машин определяется по формуле ( $\eta_i$  — коэффициент полезного действия  $i$ -й машины,  $\lambda_i$  — доля энергии, которая затрачивается на функционирование  $i$ -й машины):**

- 1)  $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$ ;
- 2)  $\frac{1}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{\eta_2} + \frac{1}{\eta_3} + \dots + \frac{1}{\eta_n}$ ;
- 3)  $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \dots + \eta_n$ ;
- 4)  $\eta_{\text{общ}} = \lambda_1 \eta_1 + \lambda_2 \eta_2 + \lambda_3 \eta_3 + \dots + \lambda_n \eta_n$ .

**14. Полное передаточное отношение паразитного рядового зацепления, состоящее из  $n$  зубчатых колес ( $m$  — число внешних зацеплений), равно:**

- 1)  $(1^{-m}) \frac{z_n}{z_1}$ ;
- 2)  $\frac{z_n}{z_1}$ ;
- 3)  $\frac{z_1}{z_n}$ ;
- 4)  $(1^{-m}) \frac{z_1}{z_n}$ .

**15. В курсе «Детали машин» изучают:**

- 1) детали и узлы машин, применяемые в сельском хозяйстве;
- 2) детали и узлы машин, проектируемые для машин специального назначения;
- 3) детали и узлы, применяемые во всех машинах различного назначения.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**16. При соединении деталей следует стремиться обеспечить:**

- 1) меньшее значение напряжений в соединяемых деталях;
- 2) равнопрочность соединения с соединяемыми деталями;
- 3) жесткость соединения.

**17. В качестве обобщенного критерия расчета шлицевого соединения на смятие и на износ рабочей поверхности зуба рассматривают:**

- 1) величину передаваемого крутящего момента;
- 2) нормальные напряжения смятия;
- 3) напряжения среза.

**18. Из составляющих пару зубчатых колес «шестерней» и «колесом» называют:**

- 1) соответственно ведомое и ведущее колесо;
- 2) соответственно ведущее и ведомое колесо;
- 3) соответственно меньшее и большее колесо.

**19. Передать требуемую мощность посредством клиноременной передачи можно, устанавливая на шкивах:**

- 1) произвольное число ремней;
- 2) число ремней, не превышающее 3 (4);
- 3) число ремней, не превышающее 6 (8).

**20. Основным отличием винта от болта является:**

- 1) конусная поверхность головки и прорезь под отвертку;
- 2) отсутствие гайки;
- 3) отсутствие шайбы;
- 4) наличие прорезей под отвертку независимо от формы головки.

**21. По расположению осей в пространстве зубчатые передачи не могут быть:**

- 1) с параллельными осями;
- 2) с пересекающимися осями;
- 3) со скрещивающимися осями;
- 4) с осями расположенными под углом.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**22. Гипоидной передачей называется:**

- 1) обычная коническая передача;
- 2) коническая передача в дифференциальном редукторе;
- 3) коническая винтовая передача с перекрещивающимися осями;
- 4) винтовая передача.

**23. Принцип действия ленточного конвейера основан на передаче ленте движущего усилия посредством:**

- 1) ведущих роликовых опор;
- 2) ведущего барабана;
- 3) ведущей звездочки и цепи, непосредственно связанной с лентой.

**24. К грузоподъемным машинам относят:**

- 1) наклонные и вертикальные конвейеры;
- 2) подъемные механизмы, краны и погрузчики;
- 3) только подъемные краны;
- 4) только подъемные краны и подъемные механизмы;
- 5) механизмы передвижения и поворота.

**25. В соответствии со стандартом число заходов червяка может быть:**

- |       |                |
|-------|----------------|
| 1) 1; | 4) 1, 2, 3;    |
| 2) 2; | 5) 1, 2, 4;    |
| 3) 3; | 6) 1, 2, 3, 4. |

**26. Основным критерием расчета подшипников скольжения является:**

- 1) отсутствие заедания цапфы;
- 2) отсутствие износа, нарушающего работоспособность подшипника;
- 3) образование режима полужидкостного трения;
- 4) образование режима жидкостного трения.

**27. По форме тел качения подшипники не могут быть:**

- |                |                  |
|----------------|------------------|
| 1) шариковыми; | 3) сферическими; |
| 2) роликовыми; | 4) игольчатыми.  |

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**28. Конвейерные ленты изготавливаются в соответствии с параметрами:**

- 1) полученными при расчете конвейера;
- 2) указанными в ГОСТ;
- 3) зависящими от технологических возможностей изготовителя.

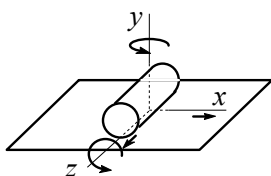
**29. Мостовым краном является подъемный механизм:**

- 1) устанавливаемый на мостовых сооружениях;
- 2) применяемый для подъема шлюзов плотин в комбинации с мостом;
- 3) Расположенный на мосту автомобиля;
- 4) Передвигающийся по рельсовому пути в пролетах.

**30. Погрузочные машины осуществляют:**

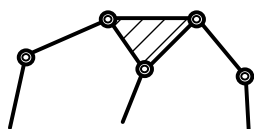
- 1) подъем и транспортирование груза, транспортирование груза при обслуживании технологического процесса;
- 2) только транспортирование груза к месту назначения;
- 3) только транспортирование груза при обслуживании технологического процесса;
- 4) производство земляных работ.

**31. Укажите класс кинематической пары:**



- 1) пара 1-го класса;
- 2) пара 2-го класса;
- 3) пара 3-го класса;
- 4) пара 4-го класса;
- 5) пара 5-го класса.

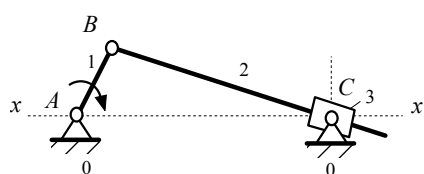
**32. На рисунке изображена:**



- 1) простая замкнутая кинематическая цепь;
- 2) простая открытая кинематическая цепь;
- 3) сложная открытая кинематическая цепь;
- 4) сложная замкнутая кинематическая цепь.

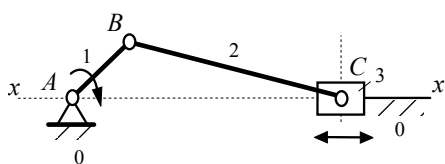
## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**33. На рисунке изображена схема:**



- 1) кривошипно-ползунного механизма;
- 2) кулачкового механизма;
- 3) механизма качающегося цилиндра;
- 4) кривошипно-коромыслового механизма.

**34. Степень подвижности механизма равна:**



- 1)  $W = 0$ ;
- 2)  $W = 1$ ;
- 3)  $W = 2$ ;
- 4)  $W = 3$ .

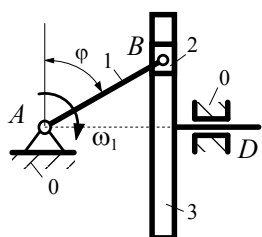
**35. В группе Ассура может содержаться:**

- 1) только чётное число кинематических пар 5-го класса;
- 2) только нечётное число кинематических пар 5-го класса;
- 3) любое число кинематических пар 5-го класса;
- 4) число пар 5-го класса, в 1,5 раза больше числа подвижных звеньев.

**36. Какой из видов зубчатого зацепления наиболее распространён в машиностроении:**

- 1) эвольвентное зацепление;
- 2) циклоидальное зацепление;
- 3) круговинтовое зацепление.

**37. Звено 3 на схеме механизма называется:**



- 1) ползун;
- 2) стойка;
- 3) кулиса;
- 4) коромысло;
- 5) шатун.

**38. Чему равна степень подвижности группы Ассура:**

- 1) единице;
- 2) нулю;
- 3) двум;
- 4) трем.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**39. Система звеньев, связанная кинематическими парами, называется:**

- 1) механизмом
- 2) кинематической цепью
- 3) группой Ассура
- 4) машиной

**40. По какой формуле определяется нормальное ускорение:**

- |                                 |                                 |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 1) $a^n = \frac{V^2}{\omega}$ ; | 3) $a^n = \omega^2 r$ ;         |
| 2) $a^n = V^2 r$ ;              | 4) $a^n = \frac{\omega^2}{r}$ . |

**41. Какие из сил, действующих на звенья механизма, возникают только при его движении:**

- 1) силы трения;
- 2) силы упругости пружин;
- 3) усилия в кинематических парах;
- 4) силы инерции звеньев.

**42. Метод рычага Жуковского основан на:**

- 1) равенстве работ на возможных перемещениях механизма и модели;
- 2) равенстве мощностей, развиваемых механизмом и его моделью;
- 3) равенстве угловых скоростей модели и ведущего звена;
- 4) равенстве линейных скоростей модели и механизма.

**43. Какие из приведенных ниже достоинств вы отнесете к преимуществам низших кинематических пар перед высшими:**

- 1) отсутствие замыкания звеньев;
- 2) высокая технологичность;
- 3) способность передавать большие нагрузки и высокая износостойкость;
- 4) малые ограничения на относительные движения звеньев.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

### **44. Статическое разрушение деталей обусловлено:**

- 1) длительностью приложения нагрузки;
- 2) нарушением условия прочности;
- 3) в детали имеет место неоднородное напряженное состояние.

### **45. Для многозаходных резьб ход резьбы:**

- 1) равен ходу однозаходной резьбы;
- 2) превышает ход однозаходной резьбы в число раз, равное числу заходов;
- 3) независимо от числа заходов вдвое больше хода однозаходной резьбы.

### **46. В случае прессового соединения деталей по круговой цилиндрической поверхности натяг посадки обеспечивается в результате:**

- 1) изготовления вала с диаметром, равным диаметру отверстия;
- 2) изготовления вала с большим диаметром по отношению к диаметру отверстия;
- 3) изготовления вала или отверстия во втулке в виде конуса.

### **47. Основная характеристика размеров зубьев зубчатого колеса — окружной модуль зубьев:**

- 1) выбирается из конструктивных соображений;
- 2) определяется численно в зависимости от конструкторских рекомендаций для рассматриваемой конструкции зубчатого зацепления;
- 3) назначается по стандарту на основе численного значения, полученного в соответствии с конструкторскими рекомендациями для рассматриваемой конструкции зубчатого зацепления.

### **48. Большая мощность передается посредством:**

- 1) ременной передачи;
- 2) цепной передачи;
- 3) зубчатой передачи.



## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**49. Подшипники качения по виду воспринимаемой нагрузки могут быть:**

- 1) радиальными, упорными, радиально-упорными, тангенциальными;
- 2) радиальными, тангенциальными и упорными;
- 3) радиальными, упорными, радиально-упорными;
- 4) скольжения и качения.

**50. Дюймовая резьба не может быть:**

- 1) конической;
- 2) цилиндрической;
- 3) трубчатой;
- 4) прямоугольной.

**51. По форме зуба зубчатые передачи могут быть:**

- 1) только прямозубые и косозубые;
- 2) только прямозубые;
- 3) прямозубые, с наклонным и круговым зубом;
- 4) прямозубые, косозубые, шевронные, с круговым зубом.

**52. В качестве ремней ременных передачи не применяются ремни:**

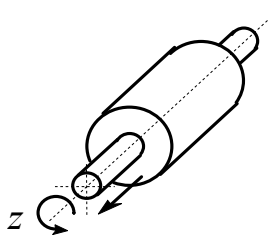
- 1) плоские;
- 2) круглые;
- 3) полукруглые;
- 4) поликлиновые;
- 5) клиновые.

**53. К грузоподъемным машинам относят:**

- 1) наклонные и вертикальные конвейеры;
- 2) подъемные механизмы, краны и погрузчики;
- 3) только подъемные краны;
- 4) только подъемные краны и подъемные механизмы;
- 5) механизмы передвижения и поворота.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

54. Укажите класс кинематической пары:

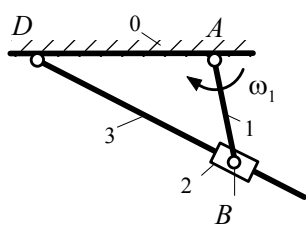


- 1) пара 1-го класса;
- 2) пара 2-го класса;
- 3) пара 3-го класса;
- 4) пара 4-го класса;
- 5) пара 5-го класса.

55. Масштаб плана ускорений механизма  $\mu_a$  имеет размерность:

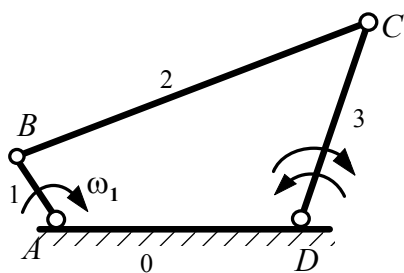
- |  |  |
|--|--|
| 1) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}^2} \right];$                 | 4) $\left[ \frac{\text{с}^2}{\text{мм}} \right];$              |
| 2) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}} \right];$ | 5) $\left[ \frac{\text{Н}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right].$ |
| 3) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right];$   |  |

56. Звено 2 на схеме механизма называется:



- 1) ползун;
- 2) кривошип;
- 3) кулисный камень;
- 4) коромысло;
- 5) шатун.

57. Какой из планов скоростей соответствует данному положению механизма:



- |    |    |
|----|----|
| 1) | 3) |
| 2) | 4) |

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**58. Диаграмму энергомасс используют для определения:**

- 1) энергии звеньев механизма;
- 2) масс звеньев механизма;
- 3) момента инерции маховика;
- 4) величины уравновешивающей силы.

**59. Что относится к положительным свойствам кулачковых механизмов:**

- 1) возможность получения требуемого закона движения ведомого звена;
- 2) трудность изготовления сложного профиля;
- 3) простота синтеза;
- 4) возможность уменьшения точности воспроизведения требуемого закона движения по мере износа профиля кулачка.

**60. Неравномерность хода машины определяется по следующей формуле:**

- 1)  $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{cp}}$ ;
- 2)  $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / 2$ ;
- 3)  $\delta = 2\omega_{\text{cp}} / (\omega_{\max} - \omega_{\min})$ ;
- 4)  $\delta = 2(\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{cp}}$ .

**61. Какая информация не верна:**

- 1) эвольвента не имеет точек внутри основной окружности;
- 2) нормаль к эвольвенте в любой ее точке является касательной к основной окружности;
- 3) длина касательной от точки касания до эвольвенты является радиусом кривизны эвольвенты;
- 4) инволюта — это основная окружность по отношению к эвольвенте.

**62. Какое из утверждений не верно:**

1. Паразитные колеса в рядовом зацеплении дают возможность изменить направление вращения ведомого звена.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

2. Паразитные колеса в рядовом зацеплении не влияют на величину передаточного отношения.

3. Паразитные колеса в рядовом зацеплении дают возможность уменьшить габаритные размеры механизма.

4. Паразитные колеса в рядовом зацеплении увеличивают потери на трение.

### 63. Укажите движущую силу:

- 1) сила тяжести груза, поднимаемого мостовым краном;
- 2) сила резания при обработке на токарном станке;
- 3) сила трения между поршнем и цилиндром двигателя внутреннего сгорания;
- 4) сила, обусловленная давлением газа на поршень двигателя внутреннего сгорания.

### 64. Шаг зубчатого колеса по делительной окружности определяется через модуль $m$ зацепления и число $\pi$ соотношением:

- |                           |                   |
|---------------------------|-------------------|
| 1) $p = \frac{\pi}{m}$ ;  | 3) $p = \pi m$ ;  |
| 2) $p = \frac{m}{2\pi}$ ; | 4) $p = 2\pi m$ . |

### 65. При циклическом нагружении деталей пределом выносливости называют:

- 1) наибольшее значение максимального напряжения цикла, при котором разрушение не происходит до базы испытаний;
- 2) наибольшее значение максимального напряжения симметричного цикла, при котором разрушение не происходит до базы испытаний;
- 3) наибольшее значение среднего напряжения цикла, при котором разрушение не происходит до базы испытаний.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**66. При вибрациях, наличии переменных и ударных нагрузок используют способы стопорения резьбовых соединений:**

1) повышают трение в резьбе путем постановки контргайки, пружинной шайбы и т. п.;

2) соединяют жестко гайку со стержнем винта, используя электросварку;

3) соединяют жестко гайку со стержнем винта с помощью, например, шплинта, прошивают группу болтов проволокой;

4) соединяют жестко гайку с деталью электросваркой;

5) соединяют жестко гайку с деталью, например, с помощью специальной отгибной шайбы.

**67. Проверочный расчет на прочность зубчатого зацепления проводится по:**

1) напряжениям изгиба;

2) контактными напряжениями;

3) напряжениям изгиба и контактными напряжениями.

**68. Неравномерность движения и колебания цепи в цепной передаче связаны с:**

1) непостоянством угловой скорости движения ведущей звездочки;

2) упругостью и провисанием цепи;

3) ударным взаимодействием зубьев звездочки и шарниров цепи в момент входа в зацепление.

**69. По виду трения подшипники могут быть:**

1. Скольжения и качения.

2. Только качения.

3. Жидкостного и твердого трения.

4. Линейного и точечного контакта.

**70. Левая резьба это такая резьба, которая:**

1) изготовлена кустарным способом;

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

- 2) позволяет гайке закручиваться по часовой стрелке;
- 3) позволяет гайке закручиваться против часовой стрелки;
- 4) не позволяет закрутить гайку из-за несовпадения шага резьбы.

**71. Недостатком шлицевых и шпоночных соединений являются по сравнению с профильными:**

- 1) трудность изготовления и высокая стоимость;
- 2) высокая концентрация напряжений;
- 3) большие размеры, а следовательно, и масса;
- 4) сложность сборки и эксплуатации.

**72. Принцип действия ленточного конвейера основан на передаче ленте движущего усилия посредством:**

- 1) ведущих роликовых опор;
- 2) ведущего барабана;
- 3) ведущей звездочки и цепи, непосредственно связанной с лентой.

**73. Остановы (стопорные устройства) предназначены для удержания груза на весу и по конструкции различаются на:**

- 1) ленточные, храповые, фрикционные;
- 2) только храповые;
- 3) только фрикционные;
- 4) роликовые, дисковые, червячные;
- 5) червячные.

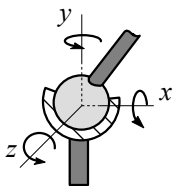
**74. На рисунке изображена:**



- 1) поступательная пара;
- 2) вращательная пара;
- 3) винтовая пара;
- 4) зубчатая пара.

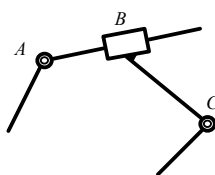
## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

75. Укажите класс кинематической пары:



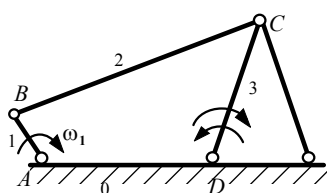
- 1) пара 1-го класса;
- 2) пара 2-го класса;
- 3) пара 3-го класса;
- 4) пара 4-го класса;
- 5) пара 5-го класса.

76. На рисунке изображена:



- 1) простая замкнутая кинематическая цепь;
- 2) простая открытая кинематическая цепь;
- 3) сложная открытая кинематическая цепь;
- 4) сложная замкнутая кинематическая цепь.

77. Степень подвижности механизма равна:



- 1)  $W = 0$ ;
- 2)  $W = 1$ ;
- 3)  $W = 2$ ;
- 4)  $W = 3$ .

78. В состав плоского механизма могут входить:

- 1) только кинематические пары 1-го, 2-го, 3-го класса;
- 2) только кинематические пары 4-го и 5-го класса;
- 3) кинематические пары любого класса.

79. Ползун на плоскости придёт в движение, если направление действующей на него силы:

- 1) лежит вне конуса трения;
- 2) лежит внутри конуса трения;
- 3) перпендикулярно направлению движения.

80. Заполните пропуск слов: на поршень компрессора со стороны сжатого газа действует сила  $Q$ , которую называют:

- 1) движущей силой;

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

- 2) силой трения;
- 3) силой полезного сопротивления;
- 4) силой вредного сопротивления.

### 81. Что не является недостатком кулачковых механизмов:

- 1) вероятность быстрого износа профиля кулачка вследствие больших удельных давлений;
- 2) возможность неточного воспроизведения требуемого закона движения выходного звена вследствие износа;
- 3) трудность изготовления сложного профиля кулачка;
- 4) малозвенность.

### 82. Что такое $\mu$ в следующем выражении $\mu = \frac{V_B}{p_v b} ; \left[ \frac{м/с}{мм} \right]$ :

- 1) масштабный коэффициент при построении планов скоростей;
- 2) величина скорости в миллиметрах чертежа;
- 3) величина отрезка  $p_v b$  в миллиметрах чертежа;
- 4) абсолютная величина вектора скорости точки В.

### 83. При силовом расчете плоских рычажных механизмов с низшими парами всю кинематическую цепь делят на следующие составные части:

- 1) звено;
- 2) деталь;
- 3) структурные группы и механизмы 1-го класса;
- 4) система из двух звеньев, скрепленных кинематическими парами.

### 84. Числа зубьев колес одноступенчатой зубчатой передачи равны:

$z_1 = 20, z_2 = 80$ . Чему равно отношение угловых скоростей  $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ :

- |        |          |
|--------|----------|
| 1) 16; | 3) 6;    |
| 2) 4;  | 4) 0,25. |



## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**85. Как определить угловое ускорение:**

$$\begin{array}{ll} 1) \varepsilon = \frac{a^{\tau}}{\omega}; & 3) \varepsilon = \frac{(a^{\tau})^2}{r}; \\ 2) \varepsilon = \frac{a^{\tau}}{r}; & 4) \varepsilon = \frac{r}{a^{\tau}}. \end{array}$$

**86. Расчет деталей машин на прочность представляет собой:**

- 1) расчет по разрушающим нагрузкам;
- 2) расчет по напряжениям;
- 3) расчет на жесткость.

**87. Вращающиеся детали размещаются на валах и осях. При этом вал и ось:**

- 1) не отличаются друг от друга;
- 2) отличаются друг от друга конструктивно;
- 3) отличаются тем, что вал передает крутящий момент, а ось не передает.

**88. Контактная электросварка:**

- 1) представляет собой точечную дуговую электросварку;
- 2) основана на применении повышенного омического сопротивления в стыке деталей, в котором выделяется большая часть теплоты при пропускании через детали электрического тока большой силы;
- 3) использует теплоту электрической дуги для расплавления металла.

**89. В качестве ремней ременных передач не применяются ремни:**

- 1) плоские;
- 2) круглые;
- 3) полукруглые;
- 4) поликлиновые;
- 5) клиновые.

**90. Статическое разрушение деталей обусловлено:**

- 1) длительностью приложения нагрузки;
- 2) нарушением условия прочности;
- 3) в детали имеет место неоднородное напряженное состояние.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

### 91. Группы Ассура 2-го класса могут быть:

- 1) двух видов;
- 2) трёх видов;
- 3) четырёх видов;
- 4) пяти видов;
- 5) бесконечного множества видов.

### 92. Коэффициент полезного действия — это:

- 1) отношение величины силы инерции звена к уравновешивающей силе;
- 2) отношение величины работы вредных сопротивлений к работе движущих сил;
- 3) отношение величины работы полезных сопротивлений к работе движущих сил;
- 4) отношение работы полезных сопротивлений к работе вредных сопротивлений.

### 93. Группой Ассура называют:

- 1) группу рычажных механизмов;
- 2) кинематическую цепь, у которой степень подвижности  $W = 0$ ;
- 3) кинематическую цепь, в которой содержатся только вращательные пары;
- 4) группу студентов с лозунгами и транспарантами.

### 94. Масштаб плана скоростей механизма $\mu_v$ имеет размерность:

- 1)  $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}} \right]$ ;
- 2)  $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$ ;
- 3)  $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}} \right]$ ;
- 4)  $\left[ \frac{\text{с}}{\text{мм}} \right]$ ;
- 5)  $\left[ \frac{\text{Н}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$ .

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**95. При решении динамических задач в ТММ используют:**

- 1) принцип Паули;
- 2) принцип домино;
- 3) принцип Даламбера;
- 4) формулу Эйлера.

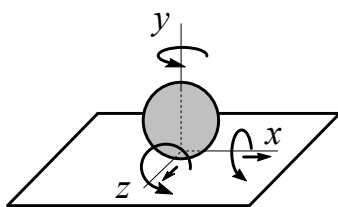
**96. Трение в винтовой паре будет минимальным:**

- 1) в прямоугольной резьбе;
- 2) в треугольной резьбе;
- 3) в трапецеидальной резьбе;
- 4) в трубной резьбе.

**97. Какое из перечисленных соединений является кинематической парой:**

- 1) две сваренные детали;
- 2) две спаянные детали;
- 3) две детали, соединенные без возможности относительного движения;
- 4) две детали, соединенные подвижно.

**98. Укажите класс кинематической пары:**



- 1) пара 1-го класса;
- 2) пара 2-го класса;
- 3) пара 3-го класса;
- 4) пара 4-го класса;
- 5) пара 5-го класса.

**99. Для чего предназначен механизм:**

- 1. Для передачи движения.
- 2. Для совершения полезной работы.
- 3. Для преобразования движения.
- 4. Для преобразования энергии.

**100. Что является задачей анализа кулачкового механизма:**

- 1) построение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя;
- 2) воспроизведение заданного закона движения ведомого звена;

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

- 3) определение закона движения толкателя по заданным размерам кулачкового механизма и закону движения кулачка;
- 4) определение угла давления.

### 101. Какое из следующих утверждений верно:

- 1) векторы, выходящие из полюса  $p$  плана скоростей, изображают в масштабе абсолютные скорости соответствующих точек;
- 2) векторы, проходящие через полюс плана скоростей, соответствуют угловым скоростям звеньев;
- 3) векторы, не проходящие через полюс плана скоростей, соответствуют угловым скоростям звеньев;
- 4) векторы, выходящие из полюса  $p$  плана скоростей, изображают в масштабе относительные скорости.

### 102. Что является достоинством червячной передачи:

- 1) высокая скорость относительного скольжения винтовой поверхности червяка по зубу червячного колеса;
- 2) сравнительно низкий К.П.Д.;
- 3) возможность реализации больших передаточных чисел;
- 4) сложность изготовления и чувствительность к точности сборки.

### 103. Укажите правильное утверждение: группа Ассура это:

- 1) кинематическая цепь второго класса, второго порядка;
- 2) кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности не распадающаяся на более простые кинематические цепи с нулевой степенью подвижности;
- 3) кинематическая цепь, не распадающаяся на более простые кинематические цепи;
- 4) кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности.

### 104. Укажите силу технологического сопротивления:

- 1) сила тяжести груза, поднимаемого мостовым краном;
- 2) сила инерции звена;

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

3) сила трения между поршнем и цилиндром двигателя внутреннего сгорания;

4) сила, обусловленная давлением газа на поршень двигателя внутреннего сгорания.

**105. Какой закон движения толкателя кулачкового механизма является безударным:**

- 1) закон синусоидального ускорения;
- 2) закон косинусоидального ускорения;
- 3) закон постоянной скорости;
- 4) закон постоянного ускорения.

**106. Соединения деталей:**

- 1) являются всегда неразъемными;
- 2) являются всегда разъемными;
- 3) могут быть разделены на разъемные и неразъемные.

**107. Шлицевые соединения с прямобочными зубьями центрируют по:**

- 1) боковым граням и наружному диаметру;
- 2) боковым граням и внутреннему диаметру;
- 3) боковым граням, по наружному диаметру, внутреннему диаметру;
- 4) только боковым граням.

**108. Зубчатая передача является:**

- 1) разъемной;
- 2) неразъемной;
- 3) разъемной или неразъемной в зависимости от расположения валов.

**109. Основными критериями работоспособности ременной передачи являются:**

- 1) коэффициент полезного действия;
- 2) тяговая способность и долговечность ремня;
- 3) угол обхвата шкива ремнем.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

### 110. Основной характеристикой упругой муфты является:

- 1) ее наибольший диаметр;
- 2) материал, из которого выполнен упругий элемент;
- 3) ее момент инерции относительно продольной оси симметрии;
- 4) крутильная жесткость.

### 111. Подшипник качения состоит из:

- 1) шариков и роликов;
- 2) сепаратора и тел качения;
- 3) наружного и внутренних колец, сепаратора и тел качения;
- 4) наружной и внутренней втулок и тел качения.

### 112. Закрытая зубчатая пара называется:

- |                      |                |
|----------------------|----------------|
| 1) редуктором;       | 3) сателлитом; |
| 2) мультипликатором; | 4) коробкой.   |

### 113. Несколько шестерен соединенных между собой неподвижно называют:

- |                       |                     |
|-----------------------|---------------------|
| 1) комплект-колесами; | 3) блок-шестернями; |
| 2) шестернями;        | 4) дифференциалом.  |

### 114. Тяговый элемент имеют конвейеры:

- |                                     |                  |
|-------------------------------------|------------------|
| 1) ленточные, ковшовые, скребковые; | 4) винтовые;     |
| 2) только ковшовые;                 | 5) вибрационные. |
| 3) только скребковые;               |                  |

### 115. В курсе «Детали машин» изучают:

- 1) детали и узлы машин, применяемые в сельском хозяйстве;
- 2) детали и узлы машин, проектируемые для машин специального назначения;
- 3) детали и узлы, применяемые во всех машинах различного назначения.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**116. Из составляющих пару зубчатых колес «шестерней» и «колем» называют:**

- 1) соответственно ведомое и ведущее колесо;
- 2) соответственно ведущее и ведомое колесо;
- 3) соответственно меньшее и большее колесо.

**117. Масштаб плана сил механизма  $\mu_P$  имеет размерность...**

- |  |  |
|--|--|
| 1) $\left[ \frac{H}{c \cdot \text{мм}} \right];$   | 4) $\left[ \frac{H}{\text{мм}} \right];$ |
| 2) $\left[ \frac{M}{c \cdot \text{мм}} \right];$   | 5) $\left[ \frac{M}{c} \right].$         |
| 3) $\left[ \frac{H}{c^2 \cdot \text{мм}} \right];$ |  |

**118. Маховик устанавливают с целью:**

- 1) увеличить скорость механизма;
- 2) уменьшить скорость механизма;
- 3) уменьшить неравномерность движения;
- 4) увеличить вес механизма.

**119. Кто разработал структурную классификацию плоских механизмов:**

- |               |                  |
|---------------|------------------|
| 1. Р. Виллис. | 3. П.Л. Чебышев. |
| 2. Ф. Рело.   | 4. Л.В. Ассур.   |

**120. Стандартный коэффициент радиального зазора для нормального зубчатого колеса равен:**

- |         |          |         |         |
|---------|----------|---------|---------|
| 1) 0,2; | 2) 0,25; | 3) 0,3; | 4) 1,0. |
|---------|----------|---------|---------|

**121. Укажите, какая характеристика соответствуют установившемуся движению механизма:**

- 1) скорость начального звена изменяется произвольно;

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

- 2) скорость начального звена постоянна или изменяется периодически и незначительно;
- 3) скорость начального звена длительное время убывает;
- 4) скорость начального звена длительное время возрастает.

### 122. По какой формуле определяется кориолисово ускорение:

- |                                     |                                   |
|-------------------------------------|-----------------------------------|
| 1) $a^k = 2\omega_e \times V_r^2$ ; | 3) $a^k = 2\omega_e \times V_r$ ; |
| 2) $a^k = 2\omega_e^2 \times V_r$ ; | 4) $a^k = \omega_e \times V_r$ .  |

### 123. Указать условия, которым должен удовлетворять спроектированный планетарный зубчатый механизм:

- 1) условие сборки;
- 2) условие соседства;
- 3) минимальный коэффициент полезного действия;
- 4) степень подвижности  $W > 1$ .

### 124. При каком типе движения толкателя кулачкового механизма возникают жесткие удары:

- 1) с постоянным ускорением;
- 2) с постоянной скоростью;
- 3) с косинусоидальным ускорением;
- 4) с синусоидальным ускорением.

### 125. При соединении деталей следует стремиться обеспечить:

- 1) меньшее значение напряжений в соединяемых деталях;
- 2) равнопрочность соединения с соединяемыми деталями;
- 3) жесткость соединения.

### 126. В качестве обобщенного критерия расчета шлицевого соединения на смятие и на износ рабочей поверхности зуба рассматривают:

- 1) величину передаваемого крутящего момента;
- 2) нормальные напряжения смятия;
- 3) напряжения среза.



## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**127. Передать требуемую мощность посредством клиноременной передачи можно, устанавливая на шкивах:**

- 1) произвольное число ремней;
- 2) число ремней, не превышающее 3 (4);
- 3) число ремней, не превышающее 6 (8).

**128. Основным отличием винта от болта является:**

- 1) конусная поверхность головки и прорезь под отвертку;
- 2) отсутствие гайки;
- 3) отсутствие шайбы;
- 4) наличие прорезей под отвертку независимо от формы головки.

**129. По форме профиля резьбы не могут быть:**

- |                 |                     |
|-----------------|---------------------|
| 1) треугольные; | 3) трапециидальные; |
| 2) полукруглые; | 4) прямоугольные.   |

**130. Понижающая зубчатая передача называется:**

- |                      |                           |
|----------------------|---------------------------|
| 1. Мультипликатором. | 3. Редуктором.            |
| 2. Дифференциалом.   | 4. Планетарной передачей. |

**131. Вариатором называется механизм, служащий для:**

- 1) передачи вращения с помощью ремня;
- 2) изменения частоты вращения;
- 3) поддержания постоянной скорости вращения;
- 4) передачи движения различными вариантами различных передач.

**132. Основными элементами пневмотранспортных установок являются:**

- 1) загрузочные и разгрузочные устройства, затворы, фильтры, трубопроводы;
- 2) только затворы, фильтры;
- 3) только трубопроводы;
- 4) несущие конструкции для трубопроводов.

## ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

**133. Статическое разрушение деталей обусловлено:**

- 1) длительностью приложения нагрузки;
- 2) нарушением условия прочности;
- 3) в детали имеет место неоднородное напряженное состояние.

**134.  $W = 3n - 2p_5 - p_4$  — эта формула описывает:**

- 1) момент сопротивления прямоугольника;
- 2) степень подвижности плоского механизма;
- 3) силу инерции при поступательном движении;
- 4) момент силы относительно оси.

**135. Масштаб плана ускорений механизма  $\mu_a$  имеет размерность:**

- |  |  |
|--|--|
| 1) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}^2} \right];$                 | 4) $\left[ \frac{\text{с}^2}{\text{мм}} \right];$              |
| 2) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}} \right];$ | 5) $\left[ \frac{\text{Н}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right].$ |
| 3) $\left[ \frac{\text{М}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right];$   |  |

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

**Эдуард Петрович Левченко**  
**Оксана Александровна Левченко**

**ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ  
И ОСНОВ КОНСТРУИРОВАНИЯ  
(ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН И ДЕТАЛЕЙ МАШИН)**

Учебное пособие

В авторской редакции

Компьютерная вёрстка  
Художественное оформление обложки

Л. М. Исмаилова  
Н. В. Чернышова

---

Заказ № 130

Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub> Бумага офс. Печать RISO.

Усл. печат. л. 10. Уч.-изд. л. 8.45.

Издательство не несет ответственности за содержание  
материала, предоставленного автором к печати.

Издатель и изготовитель:

Донбасский государственный технический университет  
пр. Ленина, 16, г. Алчевск, ЛНР, 94204

(ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКИЙ ЦЕНТР, ауд. 2113, т/факс 2-58-59)

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя и распространителя  
средства массовой информации МИ-СГР ИД 000055 от 05.02.2016.