

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кафедра деталей машин и ТММ

Янчевский И. В., доцент, канд. техн. наук,
Шарапата А. С., доцент, канд. техн. наук

Конспект лекций по

ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

для студентов специальностей 6.100400 – „Транспортные технологии”

Харьков, 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Лекция 1. Структурный и кинематический анализы механизмов

1. Определение основных понятий лекции.
2. Структурный анализ механизмов.
3. Задачи и методы кинематического анализа механизмов.

Лекция 2. Зубчатые механизмы

1. Общие сведения.
2. Передаточное отношение зубчатых механизмов.
3. Одноступенчатые зубчатые механизмы.
4. Многоступенчатые зубчатые механизмы.
5. Планетарные механизмы.

Лекция 3. Оценка надежности деталей машин

1. Требования, предъявляемые к механизмам и машинам.
2. Классификация сил, действующих на детали.
3. Оценка прочности деталей.
4. Расчет деталей на прочность.

Лекция 4. Анализ отдельных групп деталей и механизмов. Соединения и передачи

1. Соединения деталей.
2. Механические передачи.

Лекция 5. Анализ отдельных групп деталей и механизмов. Детали, обслуживающие вращательное движение

1. Валы и оси.
2. Муфты.
3. Опоры валов и осей.

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$a \Rightarrow b$ – из выражения a следует выражение b ;
 $a \Leftrightarrow b$ – следует в обе стороны;
 $a \perp b$ – a перпендикулярно b ;
 $a \parallel b$ – a параллельно b ;
 $\angle$ – угол;
 $a \ll b$ ($a \gg b$) – a значительно меньше (больше) b ;
 $\vec{a} \uparrow \vec{b}$ – векторы $\vec{a}$ и $\vec{b}$ направлены в одну сторону;
 $\vec{a} \updownarrow \vec{b}$ – векторы $\vec{a}$ и $\vec{b}$ направлены противоположно;
 (ab) – длина отрезка ab ;
 $\overrightarrow{(ab)}$ – вектор, заключенный между точками a и b ;
 $\widehat{\vec{a}, \vec{b}}$ – угол между векторами $\vec{a}$ и $\vec{b}$;
 $a = \text{const}$ – значение a постоянно;
 $a = \text{var}$ – значение a переменное ($a = \text{var} \Leftrightarrow a \neq \text{const}$);
 $a \equiv b$ – a тождественно равно b ;
 $a \approx b$ – a приближенно равно b ;
 $a \div b$ – диапазон от a до b ;
 $a \in (b; c)$ – значение a принадлежит интервалу $b \div c$ ($b < a < c$);
 $a \in [b; c]$ – значение a принадлежит отрезку $b \div c$ ($b \leq a \leq c$);
 Σ – оператор суммирования;
 Π – оператор произведения.

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗЫ МЕХАНИЗМОВ

Рассматриваются основные цели и задачи структурного и кинематического анализов шарнирно-рычажных механизмов, приводятся определения соответствующих понятий, включены примеры для закрепления теоретического материала.

1. Определение основных понятий лекции.
2. Структурный анализ механизмов:
 - 2.1. Структурные схемы механизмов.
 - 2.2. Звенья механизмов.
 - 2.3. Кинематические пары.
 - 2.4. Подвижность механизма.
3. Задачи и методы кинематического анализа механизмов.

1. Определение основных понятий лекции

Структурный и кинематический анализы механизмов, как и динамический, являются предметом изучения дисциплины “Теория механизмов и машин” (ТММ). “**Теория механизмов и машин**” – это наука, изучающая структуру (строение), кинематику и динамику машин и механизмов с целью их анализа и синтеза.

Машина – техническое устройство, выполняющее преобразование энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, повышения качества труда и производительности.

Различают следующие **классы машин**:

1. *Энергетические машины* – преобразуют любой вид энергии в механическую и наоборот. В первом случае машины называются *двигателями*, а во втором случае – *генераторами*;
2. *Рабочие машины*. Различают две разновидности этого класса: *технологические машины* – используют механическую энергию для изменения свойств, размеров и состояния объектов (станки, кузнечно-прессовое оборудование, сельхозмашины, пр.); *транспортные машины* – используют механическую энергию для изменения положения объектов (подвижной состав, конвейеры, лифты, пр.);
3. *Информационные машины* – облегчают или заменяют логическую деятельность человека по выполнению расчетных операций и операций контроля и управления. Эти машины бывают двух разновидностей: *математические* (шифровальные машины, ЭВМ, пр.) – преобразуют входную информацию в математическую модель ис-

- следуемого объекта; *контрольно-управляющие* – преобразуют входную информацию в сигналы управления машиной другого класса;
4. *Кибернетические машины* – заменяют или имитируют физиологические или биологические процессы, присущие живой природе, и обладают элементами искусственного интеллекта.

Машины характеризуются следующими основными *показателями*:

- **мощность** – скорость преобразования энергии;
- **производительность** – объем работы, выполняемый машиной в единицу времени;
- **коэффициент полезного действия (КПД)** – доля дошедшей до потребителя энергии ($\eta < 1$);
- **габариты** – предельные размеры машины;
- **энергоёмкость** – расход топлива или электричества, отнесенный к объему выполненной работы;
- **материалоемкость** – количество конструкционного материала машины, отнесенного к единице мощности.

Эти показатели закладываются на стадии проектирования машин, обеспечиваются на стадии их производства и поддерживаются в процессе эксплуатации.

Большинство машин при выполнении работы совершают закономерные механические движения*. Носителями этих движений являются механизмы. **Механизм** – это совокупность взаимосвязанных в определенном порядке тел (называемых *звеньями*), которая предназначена для преобразования движения одного или нескольких входных звеньев в требуемые движения выходных.

Анализ – это исследование структурных, кинематических и динамических свойств существующих машин и механизмов.

Синтез – это проектирование новых машин и механизмов с заданными структурными, кинематическими и динамическими свойствами.

2. Структурный анализ механизмов

Структурный анализ механизмов† включает в себя следующие основные задачи:

- составление структурной схемы механизма;
- нумерация и указание названий звеньев;
- выделение кинематических пар и их классификация;
- определение числа степеней свободы механизма;
- выделение структурных кинематических цепей и их классификация;
- общая классификация механизма.

* В информационных машинах механические движения служат для выполнения лишь вспомогательных операций.

† При структурном анализе механизмов рассматриваются только жесткие звенья.

2.1. Структурные схемы механизмов

Для решения задач структурного анализа механизма необходимо иметь его структурную схему. **Структурная схема механизма** – это безмасштабное графическое изображение механизма с помощью условных обозначений, содержащее общую информацию о количестве звеньев, способе и порядке их соединения и, соответственно, видах возможных движений звеньев (рис. 1.1).

На структурных схемах механизмов звенья принято обозначать арабскими цифрами, а их подвижные соединения – прописными буквами латинского алфавита.

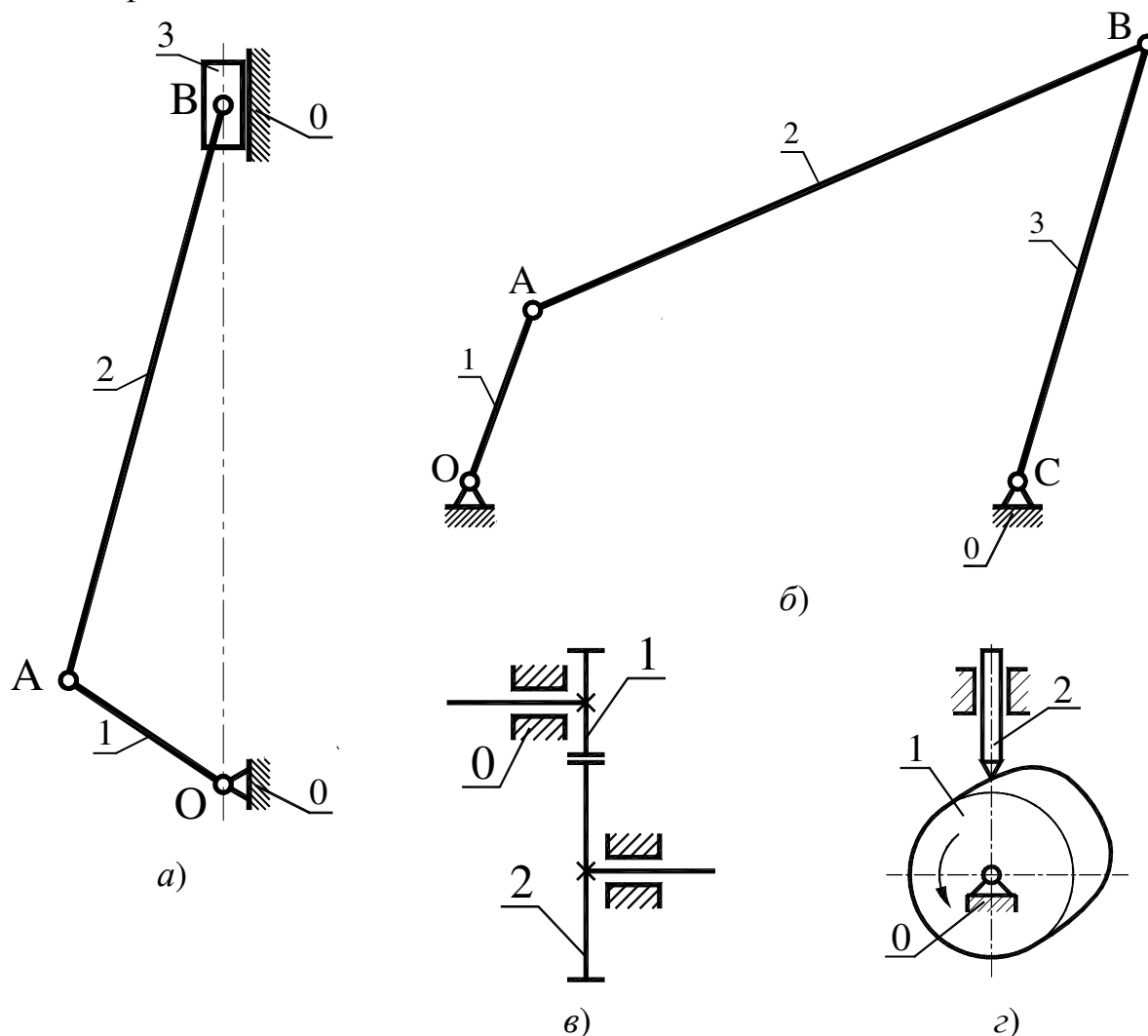


Рис. 1.1. Структурные схемы механизмов

2.2. Звенья механизмов

Как было отмечено, механизм состоит из звеньев. Причем звенья бывают входными, выходными и промежуточными. **Выходное (исполнительное) звено** – это звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено обычно соединено с исполнительным органом машины. Звено, которому сообщается движение извне, называется

входным. Промежуточные звенья – это звенья, связывающие входные и выходные звенья.

Звенья также делят на *ведущие* (сумма работ внешних сил^{*}, приложенных к звену, больше нуля) и *ведомые* (сумма работ внешних сил, приложенных к звену, меньше нуля).

Каждый механизм содержит одно неподвижное звено и одно или несколько подвижных, совершающих движение относительно неподвижного. Неподвижное звено называется *стойкой* (на структурных схемах нумеруется цифрой 0), а для подвижных звеньев возможны следующие названия в зависимости от вида совершаемого движения в процессе работы механизма:

- *кривошип* – звено, которое совершает полнооборотное вращательное движение в одной плоскости относительно центра вращения, связанного со стойкой;
- *коромысло* – звено, совершающее неполнооборотное (качательное, возвратно-вращательное) движение относительно стойки;
- *шатун* – звено, совершающее сложное движение (для плоского механизма[†] – плоско-параллельное движение);
- *ползун* – звено, совершающее возвратно-поступательное движение по неподвижной направляющей;
- *камень* – звено, совершающее возвратно-поступательное движение по подвижной направляющей;
- *кулиса* – подвижная направляющая для камня.

Пример.

На рис. 1.1,а изображен *кривошипно-ползунный механизм*, состоящий из стойки 0, кривошипа 1, шатуна 2 и ползуна 3.

На рис. 1.1,б изображен *шарнирный четырехзвенник*, состоящий из стойки 0, кривошипа 1, шатуна 2 и коромысла 3. Как правило, кривошип – входное звено, коромысло – выходное звено, шатун – промежуточное.

Отметим, что в зависимости от соотношения между длинами звеньев шарнирного четырехзвенника (рис. 1.1,б) возможны три варианта его исполнения:

- *с одним кривошипом* – на существование единственного кривошипа указывает **теорема Грасгофа** – наименьшее звено шарнирного четырехзвенника будет единственным кривошипом, если оно смежно со стойкой, а сумма его длины и длины наибольшего звена меньше или равна сумме длин оставшихся двух звеньев ($l_{OA} + l_{AB} \leq l_{BC} + l_{OC}$ при условии $l_{AB} > (l_{OC}, l_{BC}) > l_{OA}$, l – длина звена, м);

^{*} *Силой* называется мера механического воздействия одного материального тела на другое, характеризующая величину и направление этого воздействия.

[†] *Плоский механизм* – механизм, точки которого движутся в одной или параллельных плоскостях. В противном случае механизм является пространственным.

- с двумя кривошипами – если звеном наименьшей длины является стойка, а сумма его длины и наибольшего звена не больше суммы длин оставшихся звеньев, а кроме того, если противоположные звенья попарно равны ($l_{OA}=l_{BC}$, $l_{AB}=l_{OC}$, $AB \parallel OC$);
- с двумя коромыслами – во всех остальных случаях.

2.3. Кинематические пары

Звенья в механизмах соединяются между собой с помощью кинематических пар (КП). **Кинематическая пара** – это подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. КП определяют кинематику всего механизма.

Основной характеристикой КП является ее *подвижность* H (число степеней свободы), которая равна количеству простейших независимых движений одного звена, входящего в КП, относительно второго.

Для твердого тела, свободно движущегося в пространстве, число степеней свободы* равно шести: три поступательных вдоль осей Ox , Oy , Oz и три вращательных вокруг этих осей (рис. 1.2).

Для кинематической пары подвижность H не может равняться 6, поскольку в этом случае одно из звеньев КП должно находиться в пространстве, т.е. нет соприкасания со вторым звеном. При $H=0$ звенья связаны жестко и составляют одно целое (нет подвижности одного звена КП относительно второго). Таким образом, для H справедлива запись

$$H \in [1;5].$$

В зависимости от значения H различают одно-, двух-,... и пятиподвижные КП.

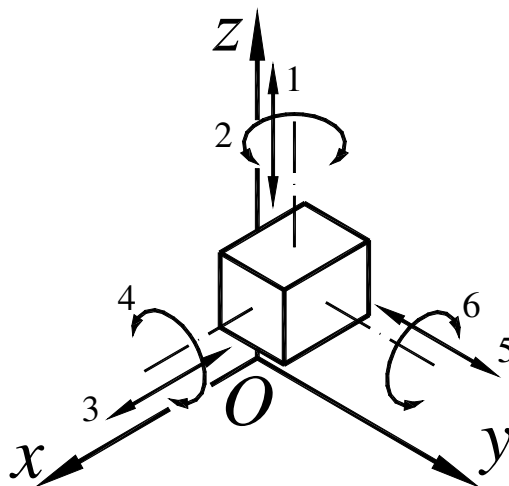


Рис. 1.2. Подвижность твердого тела, находящегося в пространстве

На оставшиеся относительные движения из возможных 6 кинематиче-

* Число степеней свободы тела – число независимых между собой возможных перемещений тела относительно неподвижной системы координат.

ской парой наложены ограничения, которые выражаются через число условий связи S :

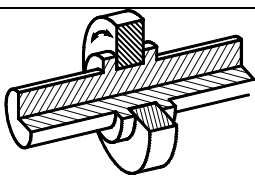
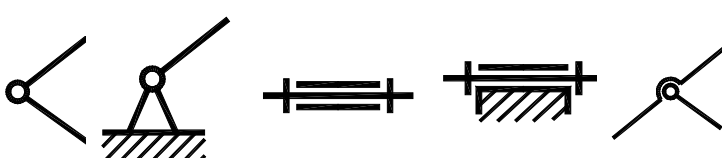
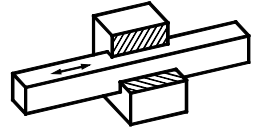
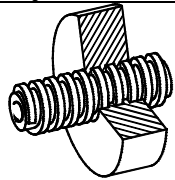
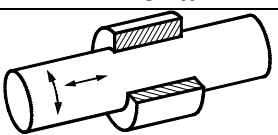
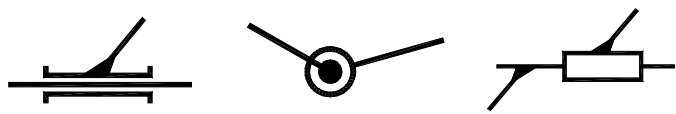
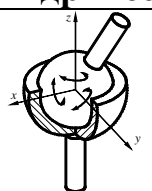
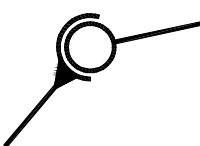
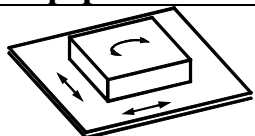
$$S=6-H \Rightarrow S \in [1;5].$$

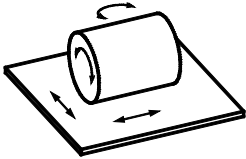
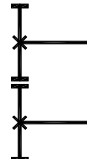
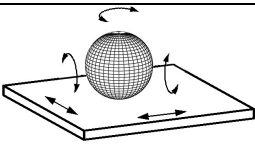
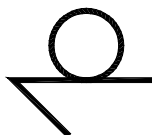
По числу условий связи S устанавливают класс кинематической пары. Таким образом, различают 5 классов КП – от I-го до V-го. Такая классификация кинематических пар была предложена академиком И. И. Артоболевским [1].

В таблице 1.1 приведены примеры КП и их условные обозначения, которые применяются для построения структурных схем механизмов.

Таблица 1.1

Примеры кинематических пар

Класс	Вид и название	Условное обозначение
V-ый ($S=5$, $H=1$)	 вращательная	
V-ый ($S=5$, $H=1$)	 поступательная	
V-ый ($S=5$, $H=1$)	 винтовая	
IV-ый ($S=4$, $H=2$)	 цилиндрическая	
III-ий ($S=3$, $H=3$)	 сферическая	
III-ий ($S=3$, $H=3$)	 плоскостная	

II-ой ($S=2$, $H=4$)	 линейная	  зубчатая
I-ый ($S=1$, $H=5$)	 точечная	

Кинематические пары делятся на **высшие** (в этом случае соприкасание звеньев осуществляется по прямой, либо в точке) и **низшие** (соприкасание звеньев происходит по поверхности)*. К низшим относятся вращательная КП, поступательная, винтовая, сферическая, пр.; к высшим – линейная и точечная. Низшие КП, в отличие от высших, передают большие усилия, в них меньшие удельные давления и износ. Однако в высших КП меньше сопротивление относительно движению, в механизмах с высшими КП легче обеспечить требуемый закон движения выходных звеньев. Точность высших кинематических пар определяется погрешностью формы и расположения их элементов, а на точность низших пар в большей степени влияют зазоры.

Постоянство соприкасания звеньев кинематических пар обеспечивается за счет **замыкания**, которое может быть **силовым** или **геометрическим**. Геометрическое замыкание осуществляется за счет геометрической формы звеньев и обычно применяется в низших КП, а силовое – за счет сил тяжести, сил упругости пружин, пр. и обычно применяется в высших КП.

Механизмы, звенья которых образуют только низшие кинематические пары, называются **шарнирно-рычажными** (рис. 1.1,а,б). К механизмам с высшими кинематическими парами относятся **зубчатые** (рис. 1.1,в) и **кулачковые** (рис. 1.1,г) механизмы. В этих механизмах подвижные звенья образуют со стойкой низшие кинематические пары, а между собой – высшие.

2.4. Подвижность механизма

Число степеней свободы (подвижность) механизма w – это число независимых обобщенных координат, однозначно определяющие положение всех его звеньев на плоскости или в пространстве.

Для большинства шарнирно-рычажных механизмов в качестве такой координаты принимается угол поворота кривошипа φ_1 относительно одного из его крайних положений†.

* Совокупность поверхностей, линий или точек, по которым происходит контакт звеньев кинематической пары называется **элементом кинематической пары**.

† За крайнее положение принимается такое, в котором скорость выходного звена

Для плоских механизмов число степеней свободы вычисляется по **формуле Чебышева**:

$$w = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \equiv 3 \cdot n - 2 \cdot p_H - p_B, \quad (1.1)$$

где n – количество подвижных звеньев; p_i – количество кинематических пар i -го класса ($i=4,5$); $p_{H(B)}$ – количество низших (высших) кинематических пар.

Формула Чебышева основана на следующих рассуждениях. В плоскости движения у Ox твердое тело имеет 3 степени свободы – два поступательных движения в направлении осей Ox и Oy и одно вращательное относительно оси Oz . Следовательно, если в механизме n подвижных звеньев, то их число степеней свободы равно $3 \cdot n$. Однако кинематические пары на возможные движения звеньев накладывают ограничения в виде условий связи S . Из всех существующих КП в плоском механизме возможны только следующие:

- пары V-го класса (низшие) – вращательная и поступательная;
- пара IV-го класса (высшая) – линейная (роликовая, зубчатая).

Для низших КП подвижность H равна 1, следовательно, $S=3-H=3-1=2$; высшие КП имеют $H=2$, тогда $S=3-H=3-2=1$. Таким образом, каждая низшая КП (пары V-го класса) механизма забирает два возможных движения, высшая – одно. В результате подстановки получим представленную выше формулу.

Пример.

Для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.1,а), у которого 3 подвижных звена, 3 вращательных КП (соединения звеньев 0-1, 1-2 и 2-3) и одна поступательная КП (соединение звеньев 3-0) и для шарнирного четырёхзвенника (рис. 1.1,б), у которого 3 подвижных звена и 4 вращательных КП (соединения звеньев 0-1, 1-2, 2-3 и 3-0) число степеней свободы равно

$$w = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

3. Задачи и методы кинематического* анализа механизмов

Кинематический анализ механизмов включает в себя:

- определение крайних положений звеньев;
- определение коэффициента изменения средней скорости движения выходного звена;
- построение планов совмещенных положений звеньев;
- построение траекторий движения точек звеньев;
- определение абсолютных и относительных линейных (угловых) скоростей и ускорений точек (звеньев) механизма.

равна нулю.

* *Кинематика* – раздел механики, изучающий движение механических систем без учета сил, вызвавших это движение.

Для решения задач кинематического анализа необходимо построить кинематическую схему механизма. **Кинематическая схема механизма**, в отличие от структурной схемы, выполняется в масштабе и содержит также информацию о входном звене и законе его движения (мгновенное положение, скорость, ускорение). Для шарнирно-рычажных механизмов с $w=1$ (рис. 1.1, а, б) при кинематическом анализе зачастую рассматривают движение кривошипа 1, положение которого определяется координатой φ_1 , принятой в качестве обобщенной (см. пункт 2.4). При этом предполагается, что кривошип движется с постоянной угловой скоростью ω_1 ($\omega_1 = d\varphi_1/dt = \text{const} \Leftrightarrow \varepsilon_1 = d\omega_1/dt = 0$, ε_1 – угловое ускорение кривошипа).

Масштаб кинематической схемы обозначается через μ_l и рассчитывается по формуле

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right),$$

где l_{AB} – истинная длина звена АВ, м; АВ – принятое на чертеже расстояние между точками А и В, мм.

Длины отрезков, изображающих остальные звенья, и координаты кинематических пар, соединяющих звенья со стойкой, определяются с учетом вычисленного масштаба. Например, $OA = l_{OA}/\mu_l$. Рекомендуется, чтобы значение масштаба (как μ_l , так и прочих) представляло собой число, содержащее не более двух-трех значащих цифр после запятой. Для этого подбирается длина соответствующего отрезка на чертеже [2].

Коэффициент изменения средней скорости, который обозначается через k_v при поступательно движущемся выходном звене или k_ω при вращательном, указывает во сколько раз средняя скорость движения выходного звена на холостом ходу больше, чем на рабочем.

Для шарнирного четырехзвенника (рис. 1.2), выходным звеном которого является коромысло 3, при условии $\omega_1 = \text{const}$ получим

$$k_\omega = \frac{\omega_{3\text{cp}}^{\text{xx}}}{\omega_{3\text{cp}}^{\text{px}}} = \frac{\varphi_3/T_{\text{xx}}}{\varphi_3/T_{\text{px}}} = \frac{T_{\text{px}}}{T_{\text{xx}}} = \frac{\varphi_1^{\text{px}}/\omega_1}{\varphi_1^{\text{xx}}/\omega_1} = \frac{\varphi_1^{\text{px}}}{\varphi_1^{\text{xx}}} = \frac{180^\circ + \theta^\circ}{180^\circ - \theta^\circ},$$

где индекс хх (рх) обозначает холостой (рабочий) ход. На рабочем ходу на выходное звено действуют силы полезного сопротивления, а на холостом обычно нет (см. 3.1); $\omega_{3\text{cp}}$ – средняя угловая скорость движения коромысла 3; $\varphi_3 = \angle B'SB''$ – угловой ход коромысла; SB' и SB'' – крайние его положения (в крайних положениях скорость выходного звена равна нулю); T – время, затрачиваемое коромыслом на ход; φ_1 – угол поворота кривошипа; $\theta = \angle B'O B''$ – угол, под которым из центра вращения кривошипа О видны крайние положения подвижного конца коромысла 3 (B' и B'').

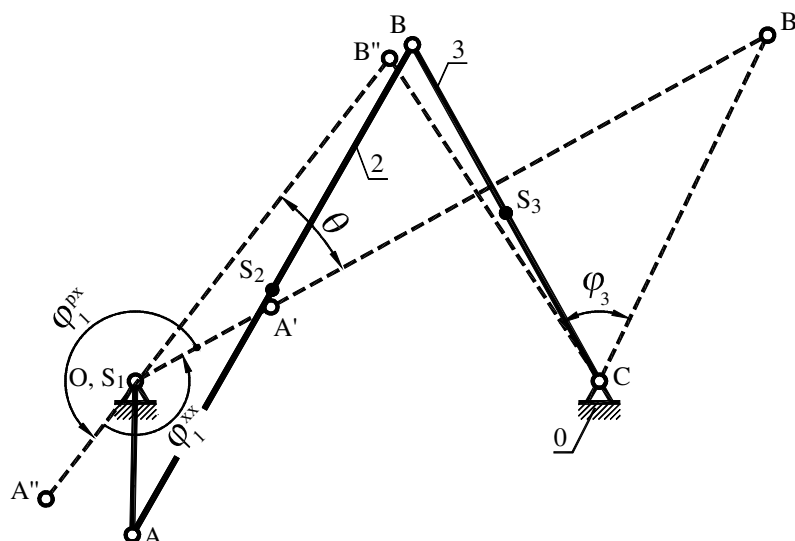


Рис. 1.2. К вопросу определения k_{ω}

Сумма $T_{px} + T_{xx}$ называется *временем цикла* $T_{\text{ц}}$ – это время, по истечении которого все параметры системы принимают первоначальные значения. Для большинства машин $T_{\text{ц}}$ соответствует одному полному обороту кривошипа. Время $T_{\text{ц}}$ распределяют на T_{px} и T_{xx} таким образом, чтобы нагруженность звеньев на холостом ходу и на рабочем была одинаковой. Для приближения к выполнению этого условия и проектируются механизмы с коэффициентом k_v (k_{ω}) > 1 . Значение k_v (k_{ω}) $= 1$ ($T_{px} = T_{xx} = 0.5 \cdot T_{\text{ц}}$, $\theta = 0$) принимается в том случае, когда нет холостого хода – и на прямом ходу, и на обратном, выходное звено совершает полезную работу.

Решение последней задачи кинематического анализа из приведенного ранее перечня может быть выполнено с использованием одного из следующих **методов**:

- **аналитический** – определение закона движения выходного звена (перемещение S , скорость v , ускорение a для поступательно движущего звена; угол поворота φ , угловая скорость ω , угловое ускорение ϵ для звена, совершающего вращательное движение) в аналитическом виде как функции от обобщенной координаты (см. 2.4) или от времени t (реже);
- **графический** – *метод кинематических диаграмм* – представление в виде диаграмм закона движения выходного звена за определённый промежуток времени (как правило, за время цикла $T_{\text{ц}}$) как функции от обобщенной координаты или от времени t (реже);
- **графоаналитический** – *метод планов* – позволяет определить скорость и ускорение всех точек звеньев механизма в определенный момент времени.

Метод выбирается в зависимости от требований к форме вывода результатов анализа и их точности. Аналитический метод отличается высокой

точностью, но в большинстве случаев сложен. Метод кинематических диаграмм эффективен при синтезе механизмов.

Метод планов сочетает в себе простоту, наглядность и достаточную точность, поэтому он нашел наибольшее распространение. При кинематическом анализе механизмов методом планов строят **планы скоростей (ускорений)** – это схема, на которой из одной точки, которая называется *полюсом*, отмечены в масштабе векторы абсолютных скоростей (ускорений) точек механизма. Эти векторы всегда направлены от полюса.

Из плана скоростей можно найти и относительные скорости точек звеньев. Векторы относительных скоростей точек одного звена всегда соединяют концы векторов абсолютных скоростей этих точек. При этом прямые линии, соединяющие концы векторов абсолютных скоростей точек одного звена, образуют на плане скоростей фигуру, подобную фигуре звена на плане механизма, но повернутую на угол 90° в направлении угловой скорости звена. В этом заключается **теорема подобия для плана скоростей**.

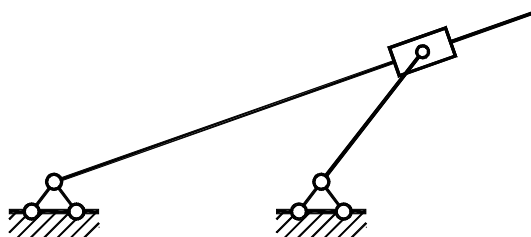
Эти положения справедливы и для плана ускорений с той лишь разницей, что угол поворота составляет $180^\circ - \arctg(\epsilon/\omega^2)$ и выполняется в направлении углового ускорения звена – **теорема подобия для плана ускорений**.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определения понятиям ТММ, машина, механизм, анализ, синтез, структурная схема, кинематическая пара, кинематическая цепь, число степеней свободы механизма, группа Ассура?
2. Назовите 4 основных класса машин и какие функции выполняют энергетические и рабочие машины? Приведите примеры.
3. Перечислите показатели, характеризующие машины.
4. Какие задачи решаются при структурном анализе механизмов?
5. Что такое звено и какие существуют названия звеньев?
6. Сформулируйте теорему Грасгофа.
7. Как определяется класс кинематической пары (КП) и почему возможно только 5 классов КП? Приведите примеры.
8. В чем различие между высшими и низшими КП?
9. Какие механизмы называются “плоскими”?
10. КП каких классов могут быть реализованы в плоских механизмах?
11. Что определяет число степеней свободы механизмов?
12. Какие задачи включает кинематический анализ механизмов?
13. Что называется кинематической схемой механизма?
14. Что такое k_v ? Как найти k_v по кинематической схеме механизма?
15. Какие существуют методы кинематического анализа? Укажите их достоинства и недостатки.
16. Что такое план скоростей (ускорений) и какие его свойства?
17. Сформулируйте теорему подобия для плана скоростей (ускорений).

Задание для самостоятельной работы

Выполните структурный анализ механизма, схема которого приведена ниже.



ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В лекции изложены определения, классификация, схематические изображения и основные характеристики различных зубчатых механизмов (одноступенчатых, многоступенчатых, планетарных). Рассмотрен пример вычисления передаточного отношения.

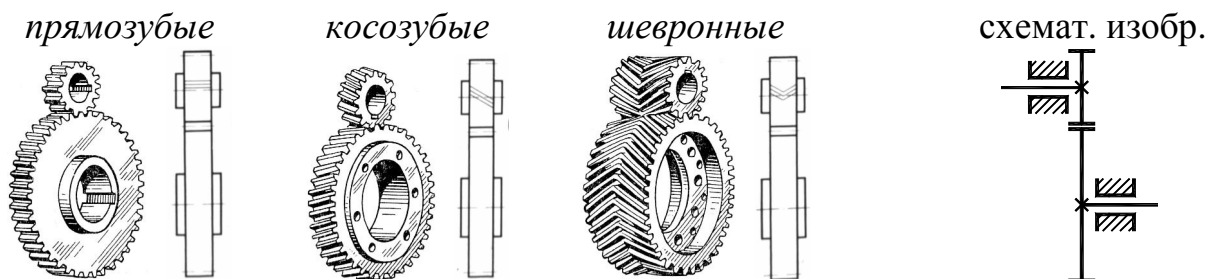
1. Общие сведения.
2. Передаточное отношение зубчатых механизмов.
3. Одноступенчатые зубчатые механизмы.
4. Многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями.
5. Сателлитные и планетарные механизмы.

1. Общие сведения

Зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения за счет зацепления, когда выступы определенной формы (так называемые *зубья*) одного звена последовательно входят во впадины другого звена. Простейшим примером зубчатого механизма является **одноступенчатая передача**, состоящая из стойки и двух зубчатых колёс*, меньшее из которых принято называть *шестерней*, большее – *зубчатым колесом* (рис. 1.1, в). При одинаковом числе зубьев зубчатых колес шестерней называется ведущее зубчатое колесо, а колесом – ведомое.

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей зубчатых колес и направления линии зуба различают следующие одноступенчатые передачи:

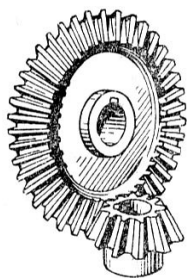
- **с параллельными осями** – передача с цилиндрическими колесами:



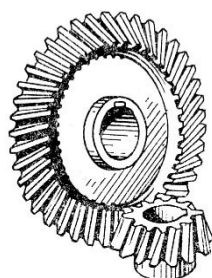
* *Зубчатое колесо* – звено с замкнутой на ней системой выступов, обеспечивающее взаимодействие с соответствующими выступами другого колеса.

- *с пересекающимися осями* – передача с коническими колесами:

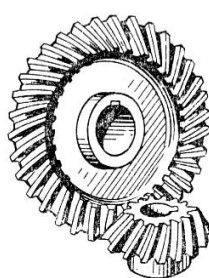
прямозубые



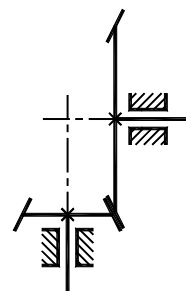
косозубые



с криволинейными зубьями

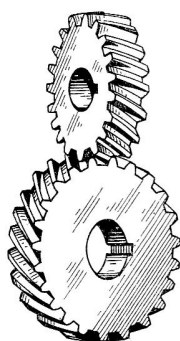


схемат. изобр.

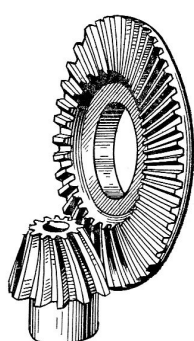


- *со скрещивающимися осями:*

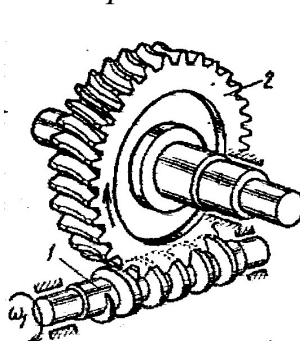
винтовые



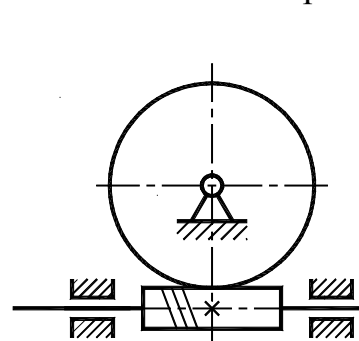
гипоидные



червячные

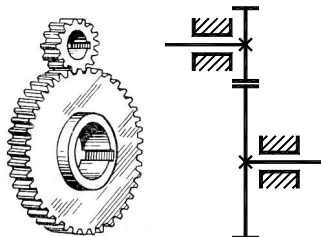


схемат. изобр.

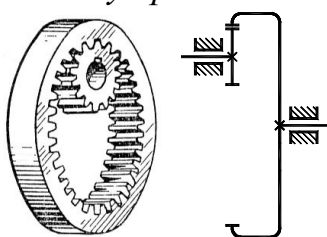


Зацепление зубчатых колес может быть **внешним**, **внутренним** и **реечным**:

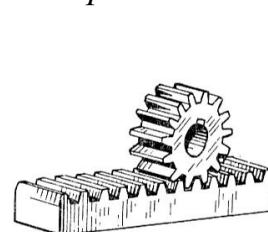
внешнее



внутреннее



реечное



Прямозубые колёса (около 70 % общего объема производства) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных (см. далее) и открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

Косозубые колёса имеют бóльшую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях. Однако в качестве недостатка следует отметить, что они создают осевые нагрузки на опоры (см. Лекция № 5).

Шевронные колёса сочетают достоинства косозубых колёс и имеют к тому же уравновешенные осевые силы. Они используются в высоконагруженных и скоростных передачах.

2. Передаточное отношение зубчатых механизмов

Основным кинематическим параметром зубчатых механизмов является **передаточное отношение i** , которое определяет отношение угловой скорости входного звена к угловой скорости выходного:

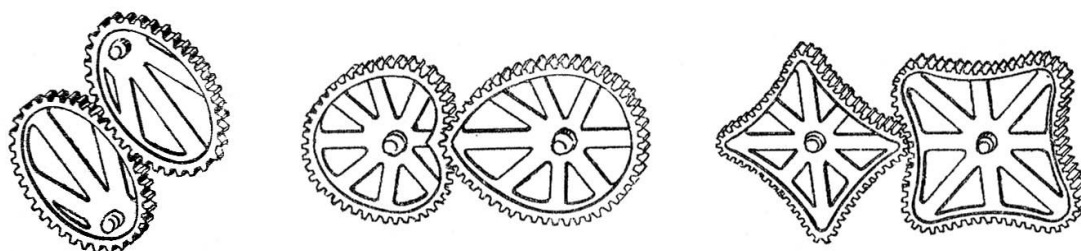
$$i_{\text{ВХ-ВЫХ}} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}}.$$

Если $|i| > 1$ ($\omega_{\text{ВЫХ}} < \omega_{\text{ВХ}}$), то зубчатый механизм выступает в качестве **редуктора**, если $|i| < 1$ ($\omega_{\text{ВЫХ}} > \omega_{\text{ВХ}}$), то зубчатый механизм представляет собой **мультипликатор**, являющийся ускорительным зубчатым механизмом.

Обычно для зубчатых механизмов $i = \text{const}$. Однако если i изменяется ступенчато, то она называется **коробкой изменения передач** или **коробкой скоростей**. Если i изменяется плавно в некотором диапазоне значений, то такой механизм называется **вариатором**.

В машиностроении зачастую используется понятие **передаточное число u** , которое по определению не имеет знака и всегда больше или равно единице ($u \geq 1$). Например, если у передачи $i = -3.2$, то говорят “Редуктор с передаточным числом 3.2”, если $i = 0.125$, то можно сказать “Мультипликатор (ускоритель) с передаточным числом 8”^{*}.

Передачи, которые будут рассмотрены далее, характеризуются постоянным передаточным отношением i , т.е. $\omega_{\text{ВЫХ}} = \text{const}$ при $\omega_{\text{ВХ}} = \text{const}$. Однако при помощи некруглых зубчатых колес можно получить механизмы с непостоянным передаточным отношением ($i = \text{var}$), при котором $\omega_{\text{ВЫХ}} = \text{var}$ при $\omega_{\text{ВХ}} = \text{const}$.



3. Одноступенчатые зубчатые механизмы

Для одноступенчатого зубчатого механизма с ведущим колесом 1 и ведомым 2 передаточное отношение запишется как

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

^{*} Т.е. если $|i| > 1$, то $u = |i|$; если $|i| < 1$, то $u = 1/|i|$.

Если оси входного и выходного зубчатых колес параллельны, то передаточное отношение будет иметь знак:

- “+”, если направления вращения входного и выходного зубчатых колес совпадают;
- “-”, если направления вращения колес противоположны.

Передаточное отношение одноступенчатой передачи можно также выразить через число зубьев входящих в зацепление колес:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.1)$$

Следовательно, для цилиндрической передачи в формуле (2.1) следует внести знак: “-” при внешнем зацеплении и “+” при внутреннем.

В случае конических, винтовых, гипоидных и червячных передач знак при вычислении i_{12} не учитывается, а направление вращения на выходе определяется графически (рис. 2.1).

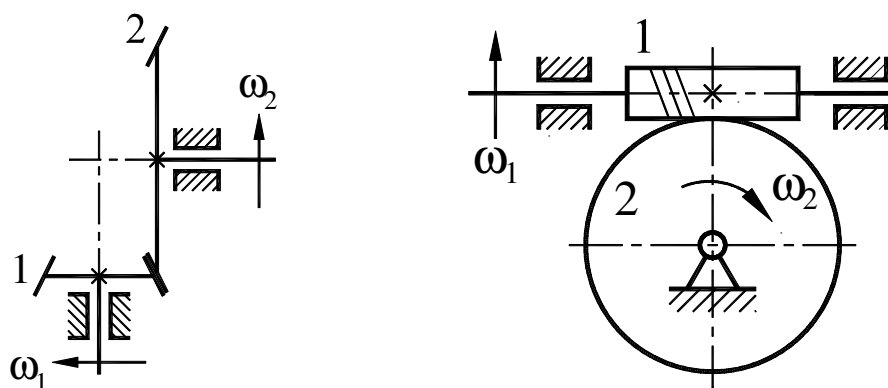


Рис. 2.1. К определению направления $\omega_{\text{вых}} = \omega_2$

Следует также отметить, что для червячной передачи z_1 – число заходов червяка ($z_1=1,2,4$):



заходы червяка (в данном случае $z_1=4$)

4. Многоступенчатые зубчатые механизмы

На практике передаточное число, которое может быть реализовано одноступенчатой передачей невелико ($u_{12} < 6$). Это в первую очередь связано с большими габаритами передачи при больших u_{12} (при $u_{12}=10$ габариты зубчатого колеса в 10 раз больше! шестерни ($z_2=10 \cdot z_1$)).

Поэтому для обеспечения требуемых передаточных отношений обычно

используют **многоступенчатые передачи** (сложные зубчатые механизмы), в которых помимо входного и выходного зубчатых колес есть еще и промежуточные.

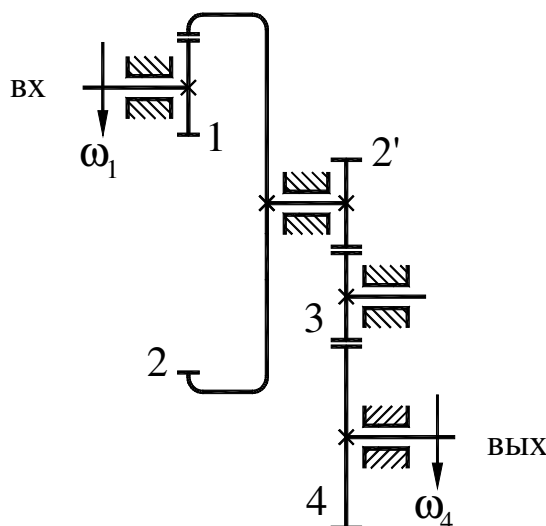
Передаточное число многоступенчатых передач равно произведению передаточных чисел составляющих её ступеней, взятых со своими знаками:

$$i = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} \dots, \quad (2.2)$$

где i_j – передаточное отношение j -ой ступени.

Многоступенчатые зубчатые механизмы, оси зубчатых колёс которых неподвижны, называются **рядными зубчатыми механизмами**. Они образуются последовательным соединением нескольких простых зубчатых механизмов.

Пример. Посчитать передаточное отношение трехступенчатого зубчатого механизма, схема которого представлена на рисунке 2.2.



$$i = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}} \Rightarrow i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4}.$$

$$\begin{aligned} i_{14} &= i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{34} = \\ &= \left(+ \frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(- \frac{z_3}{z_{2'}} \right) \cdot \left(- \frac{z_4}{z_3} \right) = + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_{2'}}. \end{aligned}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_1}{i_{14}}.$$

Т.к. $i_{14} > 0$, то $\omega_1 \uparrow \uparrow \omega_4$.

Рис. 2.2. Многоступенчатый зубчатый механизм

Зубчатые колёса, которые не влияют на значение передаточного отношения передачи, называются **паразитными**. Они служат для изменения направления вращения выходного колеса и увеличения межцентрового расстояния. В многоступенчатых передачах паразитные колеса являются ведомыми по отношению к предыдущему и ведущими по отношению к последующему (в рассмотренном выше примере колесо 3 – паразитное).

При вычислении передаточного отношения рядных зубчатых механизмов справедливо также следующее выражение:

$$i = (-1)^k \frac{\prod z_{\text{ведом}}}{\prod z_{\text{ведущ}}}, \quad (2.3)$$

где k – количество ступеней с внешним зацеплением; $z_{\text{ведом}}(z_{\text{ведущ}})$ – числа

зубьев ведомых (ведущих) колес.

Используя эту формулу для рассмотренного выше примера получим

$$i_{14} = (-1)^2 \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2' z_3} = + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_2'}.$$

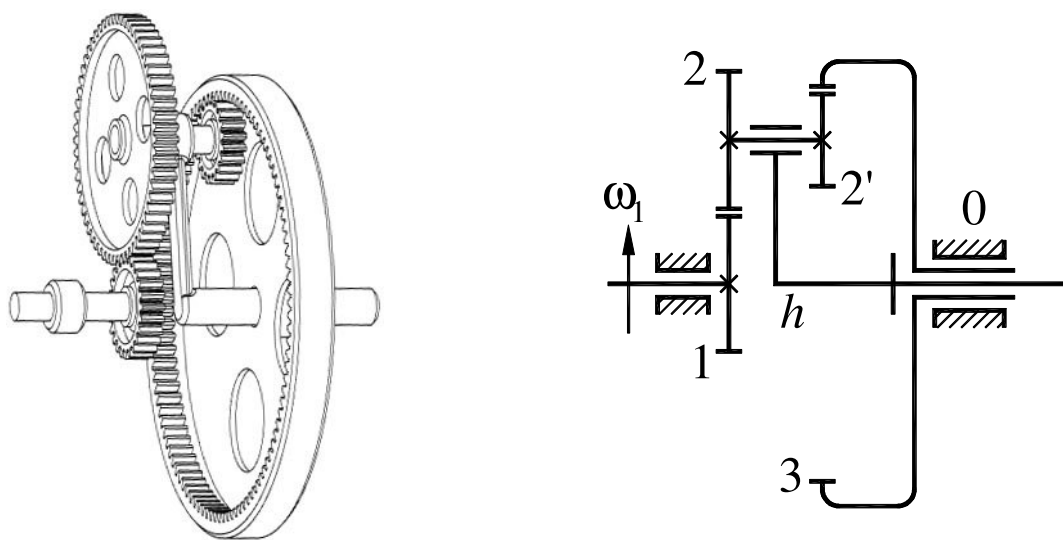
5. Планетарные механизмы

Многоступенчатые зубчатые передачи, в состав которых входят звенья с подвижными осями называются **сателлитными механизмами**.

Зубчатые колеса с подвижными осями, а следовательно совершающие сложное движение, называются **сателлитами**. Подвижное звено, в котором располагаются оси сателлитов, называется **водителем** (на схемах обозначается буквой h). Зубчатые колеса с неподвижными осями называются **центральными**. Центральное зубчатое колеса с внешними зубьями называется **солнечным**, с внутренними зубьями – **коронным** или **эпициклом**. Неподвижное центральное колесо называется **опорным**.

Обычно в сателлитном механизме применяются три или четыре сателлита, равномерно расположенных по окружности, однако при структурном и кинематическом анализах учитывается только один, поскольку остальные не влияют на характеристики механизма.

Рассмотрим схему сателлитного механизма с двухвенцовым сателлитом, изображение и схема которого представлены на рисунке ниже.



Число степеней свободы определяем по формуле Чебышева (1.1):

$$w = 3 \cdot n - 2 \cdot p_H - p_B = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Если $w \geq 2$, то сателлитный механизм является **дифференциальным** (дифференциалом) или **интегральным механизмом**.

Если в рассмотренном выше механизме сделать колесо 3 опорным (рис. 2.3), то получим механизм с $w=1$. В этом случае сателлитный механизм называется **планетарным**. С помощью планетарных механизмов можно реализовывать широкий диапазон передаточных отношений при небольшом количестве зубчатых колес и компактном их расположении.

На рис. 2.3 представлен планетарный механизм, носящий название **планетарный механизм Джемса** с двухвенцовым сателлитом – это двухрядный планетарный механизм с одним внешним и одним внутренним зацеплениями.

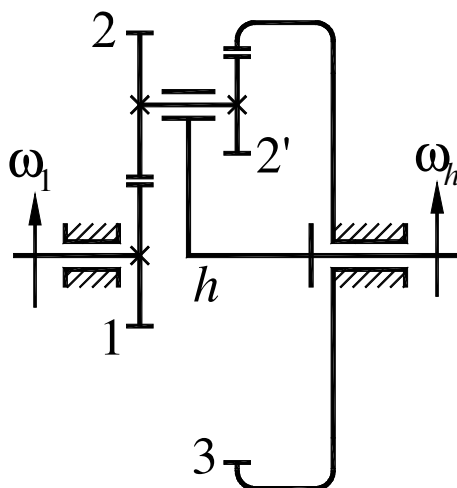


Рис. 2.3. Планетарный механизм Джемса с двухвенцовым сателлитом:
1 – солнечное колесо; 2-2' – сателлит; 3 – опорное колесо; h – водило.

Передаточное отношение планетарного механизма при передаче вращательного движения от колеса 1 к водилу h при неподвижном колесе 3 ($\omega_3 \equiv 0$) обозначается как $i_{1h}^{(3)}$:

$$i_{1h}^{(3)} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}} = \frac{\omega_1}{\omega_h}.$$

Для вычисления значения $i_{1h}^{(3)}$ используется **метод мысленной остановки водила**, при котором всему механизму виртуально сообщается дополнительное вращение вокруг главной оси с угловой скоростью равной по значению угловой скорости водила h , но направленной в противоположную сторону, т.е. $-\omega_h$.

В результате обращения движения планетарный механизм превращается в механизм с неподвижными осями (рядовой механизм), поскольку при этом $\omega'_h = 0$ и поэтому передаточное отношение такого механизма может быть вычислено по формуле (2.3). Запишем окончательный результат:

$$i_{1h}^{(3)} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}.$$

Обычно планетарные механизмы Джемса с двухвенцовым сателлитом имеют $i_{1h}^{(3)} = 2 \div 17$.

На рис 2.4 изображен **планетарный механизм Давида** – двухрядный планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями, для которого

$$i_{1h}^{(3)} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}, \quad i_{1h}^{(3)} \in (8 \div 30).$$

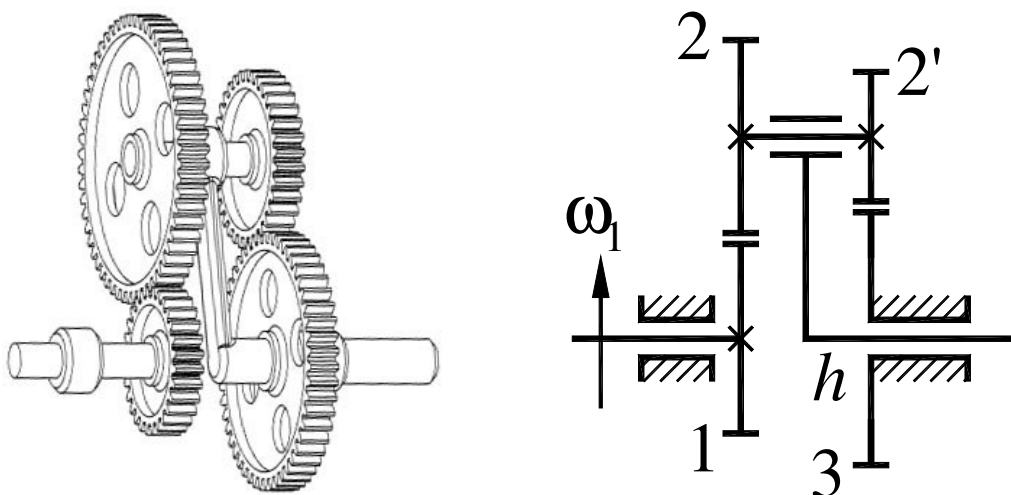


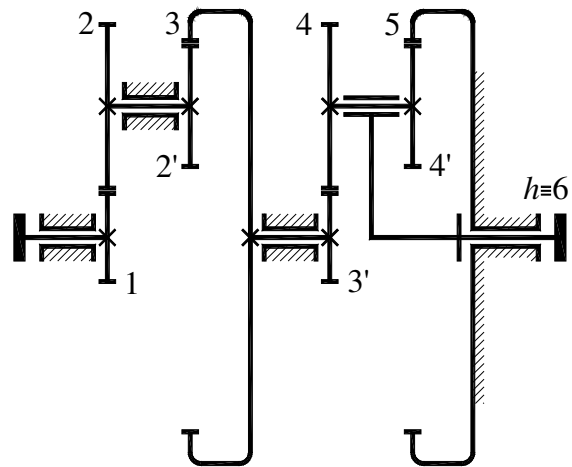
Рис. 2.4. Планетарный механизм Давида с двумя внешними зацеплениями

Вопросы для самоконтроля.

1. Что такое зубчатый механизм?
2. Как классифицируются одноступенчатые передачи в зависимости от взаимного расположения геометрических осей зубчатых колес?
3. Чем отличаются внешнее, внутреннее и реечное зацепления?
4. Что такое передаточное отношение зубчатой передачи?
5. Как вычисляется передаточное отношение одноступенчатого (многоступенчатого) зубчатого механизма?
6. В чем отличие между сателлитными, дифференциальными и планетарными механизмами?
7. Какие колеса планетарных механизмов называют солнечными (коронными, сателлитами, опорными)?
8. Что такое водило в сателлитном механизме?
9. Изобразите схему планетарного механизма Джемса (Давида).
10. По какой формуле вычисляется передаточное отношение планетарного механизма Джемса (Давида)? Укажите диапазон значений.

Задание для самостоятельной работы

Посчитайте передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма, схема которого приведена ниже.



Лекция №3
(4 часа)

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В лекции изложен базовый теоретический материал, относящийся к проблеме оценки деталей машин на прочность, приведена классификация сил, действующих на детали, затронуты вопросы вычисления допускаемых напряжений и составления расчетных схем, рассмотрены характеристики плоских сечений и расчеты деталей при растяжении и изгибе. Лекция также содержит определения соответствующих понятий.

1. Требования, предъявляемые к механизмам и машинам.
2. Классификация сил, действующих на детали.
3. Оценка прочности деталей:
 - 3.1. Механические напряжения.
 - 3.2. Геометрические характеристики плоских сечений.
 - 3.3. Условие прочности и допускаемые напряжения.
4. Расчет деталей на прочность:
 - 4.1. Расчетная схема и основные формы деталей.
 - 4.2. Расчет на прочность при растяжении (сжатии).
 - 4.3. Расчет на прочность при изгибе.

1. Требования, предъявляемые к механизмам и машинам

К механизмам и машинам предъявляются многообразные требования. Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (измеряемые или вычисляемые величины). Полное удовлетворение всем требованиям является абсолютно невыполнимой задачей, поэтому всегда приходится идти на компромисс, выделяя главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. К **главным требованиям** относят:

- **технологичность** – изготовление звеньев и их соединений при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению;
- **экономичность** – минимальная стоимость производства и эксплуатации;
- **работоспособность** – свойство механизма или машины выполнять свои функции с заданными показателями.

Работоспособность относят к эксплуатационной группе требований. Зачастую по технологическим, экономическим и эксплуатационным соображениям звено целесообразно изготавливать не из одного куска материала, а из двух или более частей, соединенных в одно целое. Такие части называются деталями. **Деталь** – изделие, изготовленное из одного материала без приме-

нения сборочных операций. Деталь может быть простой (болт, гайка, пружина, пр.) или сложной (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка). Число деталей в сложных машинах может составлять десятки и сотни тысяч. Изготовление машины из деталей в первую очередь связано с необходимостью относительных движений ее частей, а во вторую – выполнение звеньев не из одной, а из нескольких соединенных между собой деталей, что обеспечивает удобство замены быстроизнашивающихся деталей и сборки машины, большей стандартизации и централизованного изготовления деталей.

Тогда **звено** – это группа деталей, образующая неподвижную относительно друг друга механическую систему. Совокупность деталей, соединенные сборочными операциями, называют **сборочными единицами**. Сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения и предназначенная для совместной работы называется **узлом** (подшипник, дифференциал, редуктор, коробка передач, муфта, пр.). Простейший узел является составной частью более сложного узла, который в свою очередь может быть узлом машины.

Технологичность и экономичность машин определяются также общим количеством деталей, степенью использования стандартизованных и унифицированных деталей и узлов.

Работоспособность машин характеризуется следующими критериями:

- **прочность** – способность деталей и элементов конструкций сопротивляться разрушению или необратимой деформации* под действием внешних нагрузок. В общем случае деформации бывают **упругие**, исчезающие после прекращения действия вызвавших их сил, и **пластические** (остаточные, необратимые), которые остаются после снятия нагрузки. Различают также **абсолютную деформацию** и **относительную** (абсолютная деформация, отнесенная к полному размеру);
- **жесткость** – способность деталей и элементов конструкций сопротивляться любой деформации. Чрезмерные деформации существенно влияют на работоспособность механизма. Так, например, изгиб валов вызывает неравномерный износ элементов насаженных на него деталей, увеличение сил трения, является одной из причин неравномерного распределения нагрузки по контактным площадкам кинематических пар;
- **устойчивость** – способность деталей и элементов конструкции сохранять начальную форму упругого равновесия при воздействии внешних сил.

При этом **прочность является важнейшим критерием**. Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества механизмов и машин.

* Деформация – изменение размеров и формы.

Вопросы оценки прочности изучаются в курсе “Соппротивление материалов”. “Соппротивление материалов” – это наука, посвящённая инженерным методам расчёта деталей и элементов конструкций на прочность, жёсткость и устойчивость [8].

“Соппротивление материалов” – инженерная наука, под чем подразумевается использование различных упрощений и допущений, которые могут быть сформулированы в виде следующих **гипотез** и **принципов**:

- *гипотеза об сплошности, однородности и изотропности материала* – материал непрерывно заполняет объем детали, свойств материала независимые от величины выделенного из детали объема, и при этом свойства материала во всех направлениях одинаковы;
- *гипотеза о малости деформаций и упругости материала* – деформации детали малы по сравнению с ее размерами, поэтому деталь работает в упругой области деформаций;
- *принцип независимости действия сил* – деформация детали не зависит от последовательности приложения внешних сил.

2. Классификация сил, действующих на детали

Силы, действующие на детали, делят внешние и внутренние. **Внешние силы** представляют собой силы взаимодействия рассматриваемой детали со связанными с ней объектами. Внешние силы делят на поверхностные и объемные (массовые). **Поверхностные силы** являются результатом контактного взаимодействия исследуемой детали с другими. Поверхностные силы бывают сосредоточенные и распределенные. *Сосредоточенной* называется сила, действующая на площадке весьма малой по сравнению с общими размерами детали и условно считающаяся приложенной в точке (рис. 3.1,а). Сосредоточенные силы измеряются в ньютонах (Н). *Распределенные* силы могут быть приложены на поверхности (рис. 3.1,б) или вдоль линии (рис. 3.1,в). В первом

случае интенсивность силы называется *удельным давлением* $p = \frac{P}{F}$ (сила, отнесенная к площади) и соответственно измеряется в единицах давления (Паскаль, Па=Н/м²). Во втором случае интенсивность силы выражается как *погонная нагрузка* $q = \frac{P}{l}$ (сила, отнесенная к длине линии распределения) и измеряется в Н/м. Интенсивность погонной нагрузки может быть переменной вдоль длины распределения и поэтому на схемах изображают характер изменения этой нагрузки (рис. 3.1,з,д). Кроме этого, встречаются нагрузки, которые могут быть представлены в виде сосредоточенного момента M (рис. 3.1,е).

К **объемным силам**, зависящим от массы, относятся силы тяжести G , силы инерции $F^{\text{ин}}$ и электромагнитные силы $F^{\text{эм}}$. Поскольку объемные силы значительно меньше других нагрузок, действующих на деталь, то в расчетах ими зачастую пренебрегают.

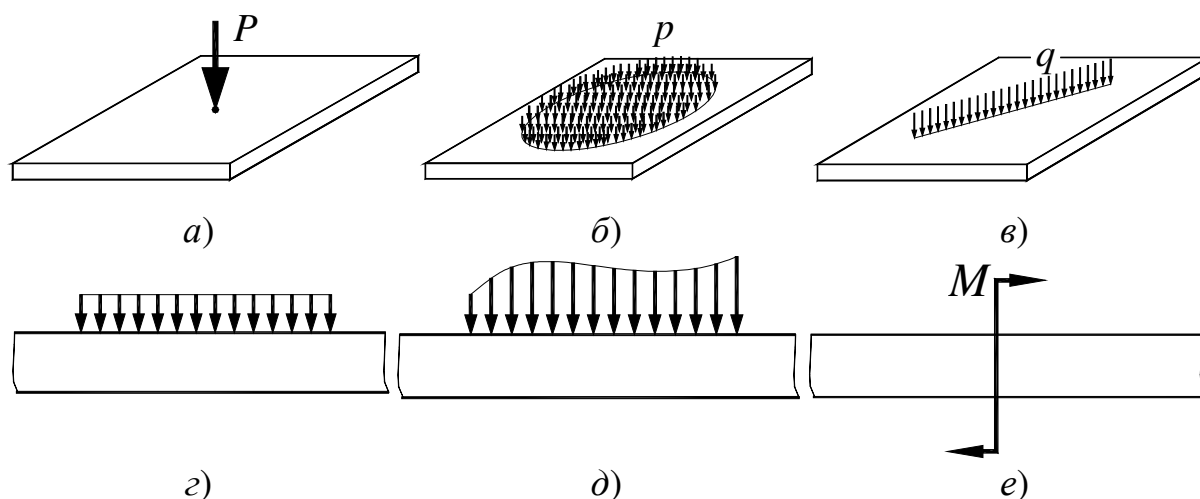


Рис. 3.1. Внешние силы

Внутренние силы представляют собой силы межмолекулярного взаимодействия, возникающие при воздействии на деталь внешних сил. В отличие от внешних сил, которые стремятся разрушить, деформировать деталь, внутренние стараются сохранить ее целостность и форму. Внутренние силы часто называют *усилиями*.

Для вычисления внутренних сил применяют **метод сечений**, который заключается в следующем. Через исследуемую деталь, на которую действует заданная система внешних сил и моментов $P_1, P_2, \dots$, мысленно проводится сечение плоскостью Ω (рис. 3.2, а), ориентация которой определяется направлением внешней нормали $\bar{n}$ ($\bar{n} \perp \Omega$). Поскольку деталь под действием указанных сил находится в равновесии, то в равновесии будет находиться и любая ее часть, расположенная по каждую сторону от сечения. Отбросим мысленно одну часть и рассмотрим равновесие оставшейся (рис. 3.2, б). Для того, чтобы последняя находилась в равновесии, на поверхности сечения должны действовать силы, эквивалентные действию отброшенной части на исследуемую. Такими силами и являются внутренние силы. Следовательно, с помощью метода сечений внутренние силы переводятся в разряд внешних.

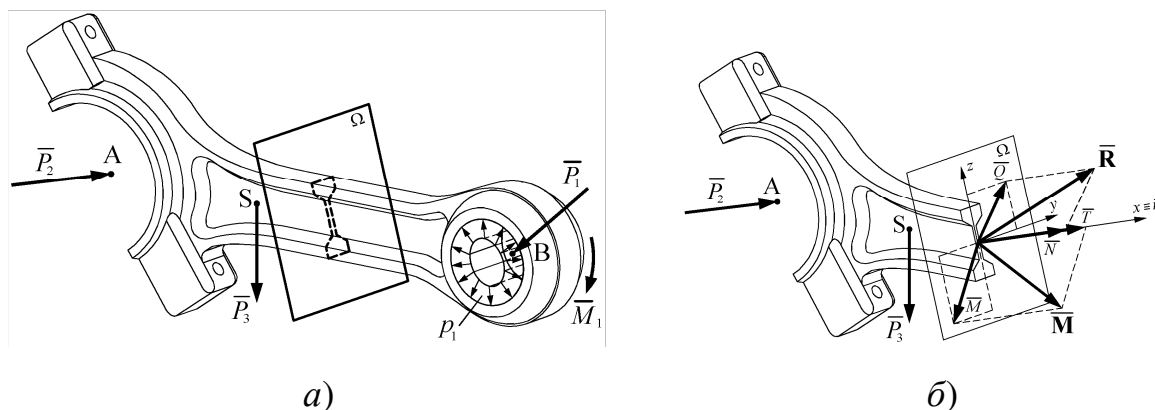


Рис. 3.2. К методу сечений

Внутренние силы $\overrightarrow{dR}$, действующие на малые элементы площади сечения dF , распределены по всему сечению Ω неравномерно. Однако для упрощения расчетов условно рассматривают распределение как равномерное или линейное. Силы $\overrightarrow{dR}$ в общем случае могут быть сведены к главному вектору внутренних сил $\overrightarrow{R}$ и главному моменту этих сил $\overrightarrow{M}$ (рис. 3.2,б), прикладываемых в центре тяжести сечения (см. пункт 3.3.2).

Для отыскания $\overrightarrow{R}$ и $\overrightarrow{M}$ применяются классические в механике уравнения равновесия – алгебраические суммы проекций на координатные оси сил и моментов сил, действующих на исследуемую часть рассеченной детали, должны быть равны нулю. Отметим, что согласно третьему закону Ньютона, внутренние силы для оставшейся части равны по значению, но противоположны по направлению внутренним силам для отброшенной:

$$\overrightarrow{R_{i-j}} = -\overrightarrow{R_{j-i}}; \quad \overrightarrow{M_{i-j}} = -\overrightarrow{M_{j-i}}.$$

Если разложить главный вектор сил $\overrightarrow{R}$ и главный момент $\overrightarrow{M}$ на составляющие по осям координат* (рис. 3.2,б), то получим следующие возможные *внутренние силовые факторы*:

- N – нормальная сила, которая вызывает растяжение или сжатие рассматриваемой части ($\overline{N} \parallel \overline{n}$);
- $\overline{Q} = \overline{Q}_x + \overline{Q}_y$ – поперечная (перерезывающая) сила, стремящаяся сдвинуть одну часть детали относительно другой ($\overline{Q} \perp \overline{n}$);
- T – крутящий момент, который стремится скрутить исследуемую часть детали ($\overline{T} \parallel \overline{n}$);
- $\overline{M} = \overline{M}_x + \overline{M}_y$ – изгибающий момент ($\overline{M} \perp \overline{n}$).

В зависимости от полученных в поперечном сечении силовых факторов делают вывод о виде нагружения. Различают следующие четыре **простейших вида нагружения** – *растяжение* (сжатие); *сдвиг* (срез); *кручение*; *изгиб*.

Внутренние силы N , Q , T и M различны для разных сечений. Графики (диаграммы), которые показывают, как изменяются внутренние силы при переходе от одного сечения к другому, называются **эпюрами**. По эпюрам устанавливают опасное сечение.

3. Оценка прочности деталей

3.1. Механические напряжения

Внутренняя сила dR , приходящаяся на элементарную площадку dF , вы-

* Система координат выбирается таким образом, чтобы ее начало (точка O) было совмещено с центром тяжести сечения (см. пункт 3.3.2), направления оси Ox и вектора $\overline{n}$ совпадали, и хотя бы одна из оставшихся координатных осей (Oy или Oz) являлась главной центральной осью сечения (см. пункт 3.3.2).

деленной у какой-либо точки сечения Ω , называется полным **механическим напряжением** в этой точке (рис. 3.3).

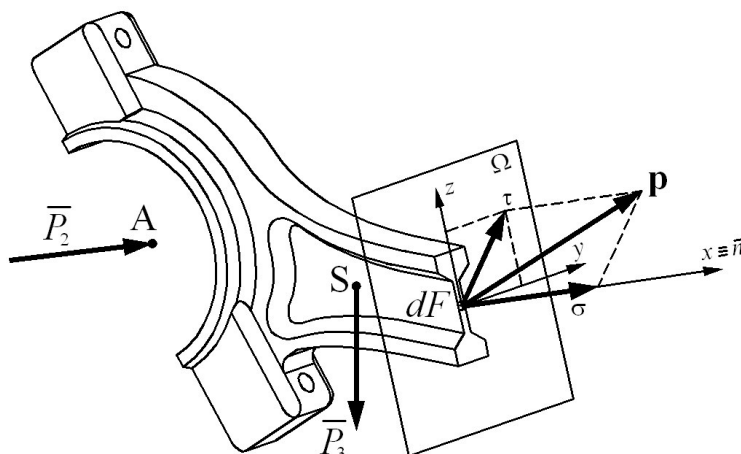


Рис. 3.3. Полное напряжение и его составляющие

Значение напряжения, как и удельного давления, измеряется в Паскалях (Па). Т. о. **напряжение** – это интенсивность внутренних сил.

Вектор полного напряжения $\mathbf{p}$ раскладывают на две ортогональные* составляющие – **нормальное напряжение** σ и **касательное напряжение** τ :

$$\vec{p} = \vec{\sigma} + \vec{\tau}, \quad p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

Вектор нормального напряжения σ коллинеарен† вектору внешней нормали к сечению n , вектор касательного напряжения τ ортогонален (рис. 3.3).

Очевидно, что нормальные напряжения σ возникают при растяжении (сжатии) и изгибе детали, касательные напряжения τ – при сдвиге (срезе) и кручении.

3.2. Геометрические характеристики плоских сечений

Как уже оговаривалось, механические напряжения определенным образом распределены по сечению Ω . При этом они зависят не только от ориентации этого сечения, но и от следующих его характеристик:

- **площадь** F , см^{2‡}:

$$F = \int_{\Omega} dF,$$

где dF – элемент сечения Ω с координатами (z, y) (рис. 3.4).

* Векторы называются ортогональными, если они взаимно перпендикулярны.

† Векторы являются коллинеарными, если они лежат на одной прямой или на параллельных прямых.

‡ В курсе “Соппротивление материалов” геометрические характеристики принято выражать через см.

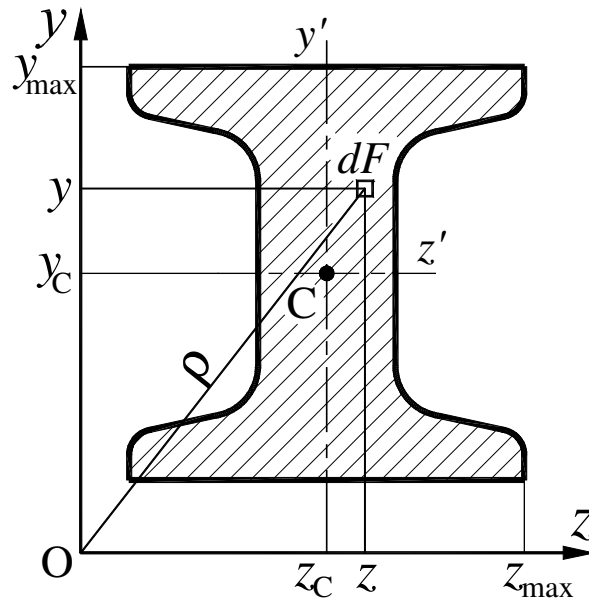


Рис. 3.4. К вычислению геометрических характеристик сечений

- **статический момент сечения S , см³:**

$$S_z = \int_{\Omega} y dF ; \quad S_y = \int_{\Omega} z dF .$$

Если записать через координаты центра тяжести (z_C, y_C), то справедливы равенства

$$S_z = F \cdot y_C ; \quad S_y = F \cdot z_C ,$$

откуда

$$z_C = \frac{S_y}{F} ; \quad y_C = \frac{S_z}{F} .$$

Оси, проходящие через центр тяжести сечения, называются *центральными осями* (на рис. 3.4 такими осями являются Cz' и Cy'). Очевидно, что статические моменты сечения относительно центральных осей равны 0 ($S_{Cz'} = S_{Cy'} = 0$).

- **момент инерции сечения J , см⁴:**

Осевые моменты инерции:

$$J_z = \int_{\Omega} y^2 dF ; \quad J_y = \int_{\Omega} z^2 dF .$$

Полярный момент инерции:

$$J_p = \int_{\Omega} \rho^2 dF = \int_{\Omega} (z^2 + y^2) dF = \int_{\Omega} z^2 dF + \int_{\Omega} y^2 dF = J_y + J_z .$$

Центробежный момент инерции:

$$J_{yz} = \int_{\Omega} zy dF .$$

Оси координат, для которых справедливо равенство $J_{yz} = 0$, называются *главными осями инерции*. Хотя бы одна из взаимно перпендикулярных глав-

ных осей является осью симметрии сечения. Главные оси инерции, проходящие через центр тяжести сечения, называются *главными центральными осями инерции* (оси Cz' и Cy' – главные центральные оси, рис. 3.4).

- **момент сопротивления сечения W , см^3 ;**

Осевые моменты сопротивления сечения:

$$W_z = \frac{J_z}{y_{\max}}; \quad W_y = \frac{J_y}{z_{\max}},$$

где $y_{\max}$ ($z_{\max}$) – расстояние от оси Oz (Oy) до наиболее отдаленной точки сечения.

Полярный момент сопротивления сечения:

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}},$$

где $\rho_{\max}$ – расстояние от начала координат O до наиболее удаленной точки сечения.

Если сечение сложное, то его разбивают на отдельные, более простые составляющие. В этом случае искомые характеристики сечения являются суммой характеристик составных его частей (характеристики пустот вычитаются). Для стандартных фигур проката (уголок $\angle$, тавр ┐ , двутавр ┐ , швеллер ┐ , короб $\square$, труба $\bigcirc$, пр.) эти характеристики приведены в справочниках.

3.3. Условие прочности и допускаемые напряжения

При оценке прочности детали ориентируются не на внутренние силы и моменты, а на значения наибольших нормальных $\sigma_{\max}$ и касательных $\tau_{\max}$ напряжений, возникающих в ее сечениях. Для обеспечения прочности детали эти величины должны быть ограничены некоторыми предельными значениями, которые называются **допускаемыми напряжениями** и обозначаются как $[\sigma]$ для нормальных напряжений и как $[\tau]$ для касательных. В этом заключается **условие прочности**, математическая формулировка которого имеет следующий вид:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (3.1')$$

и/или
$$\tau_{\max} \leq [\tau]. \quad (3.1'')$$

В зависимости от вида деформирования различают допускаемые напряжение растяжения $[\sigma_+]$, сжатия $[\sigma_-]$, среза $[\tau_{\text{ср}}]$, кручения $[\tau_{\text{кр}}]$, пр. Отметим, что для пластичных материалов (большинство сталей, металлы и различные их сплавы) $[\sigma_+] \approx [\sigma_-] = [\sigma]$, для хрупких (стекло, чугун, камень, бетон) – $[\sigma_+] < [\sigma_-]$.

Потеря прочности, под которым подразумевается не выполнение условия прочности (3.1), не обязательно означает разрушение детали. При этом может пониматься появление в детали пластических (остаточных) деформа-

ций. В детали из пластичного материала остаточные деформации возникают, когда максимальное напряжение $\sigma_{\max}$ в ней достигает предела текучести σ_T . Если же деталь выполнена из хрупкого материала, то она почти не деформируется и потеря прочности совпадает с ее разрушением, которое происходит при $\sigma_{\max} = \sigma_B$ (σ_B – предел прочности).

Исходя из этого в качестве допускаемых $[\sigma]$ нельзя назначать предельные напряжения, при которых наступает разрушение материала или необратимая деформация (σ_B для хрупких, σ_T для пластичных). Необходимо предусмотреть некоторый запас прочности, чтобы учесть возможность случайной перегрузки, неточностей расчетов, связанных с упрощающими предположениями и неопределенными условиями, наличия дефектов в материале и концентраторов напряжения, пр.

Поэтому для пластичных материалов принимают

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (3.2')$$

а для хрупких

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}, \quad (3.2'')$$

где $n_T = 1.4 \div 1.6$ – коэффициент запаса прочности по текучести; $n_B = 2.5 \div 3.0$ – коэффициент запаса прочности по пределу прочности.

Иногда при определении $[\sigma]$ для пластичных материалов пользуются формулой (3.2''), только в этом случае $n_B = 2.4 \div 2.6$.

Коэффициент запаса прочности* зависит также от назначения детали, режима ее работы, требования к надежности, материала, технологии изготовления, ответственности, пр.

4. Расчет деталей на прочность

4.1. Расчетная схема и основные формы деталей

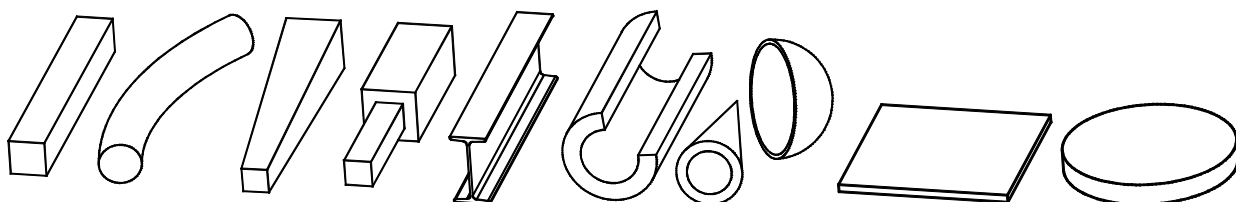
Различают два вида расчета на прочность – проектировочный и проверочный. **Проектировочный расчет** (проектный) – по известным внешним силам требуется для выбранного материала детали найти надежные с точки зрения прочности размеры поперечного сечения. **Проверочный расчет** – при известном материале и размерах детали требуется выяснить, сможет ли деталь выдерживать действующую на нее внешнюю нагрузку не разрушаясь. Следует помнить, что оба этих вида расчётов всегда сопутствуют друг другу и выполняются на стадии проектирования деталей и машин.

* Коэффициент n называют также коэффициентом безопасности и иногда “коэффициентом незнания”.

При проектировании и расчете детали на прочность невозможно учесть все многообразие действующих на нее силовых факторов, а также все ее особенности. Поэтому учитываются лишь главные факторы и характерные особенности формы, и вместо реальной конструкции рассматривают ее упрощенный прототип, называемый **расчетной схемой**.

К основным формам деталей, которые используются при составлении расчетных схем, относятся:

- **стержень** – тело, один размер которого (длина) значительно превышает остальные. Стержни различают *по форме геометрической оси* (прямолинейные – валы, оси, балки; криволинейные – крюки, звенья цепей) и *по сечению* (призматические, трубчатые, тавровые, пр.). К особому типу относятся тонкостенные стержни, у которых толщина стенки значительно меньше габаритных размеров поперечного сечения;
- **оболочка** – тело, ограниченное двумя криволинейными поверхностями, расположенными на близком расстоянии друг от другой. По форме срединной поверхности* различают цилиндрические, конические, сферические, тороидальные и др. оболочки;
- **пластина** – это оболочка, срединная поверхность которой представляет собой плоскость. Пластины бывают круглые, прямоугольные, пр.;
- **массивное тело** – тело, у которого все три размера есть величины одного порядка.



4.2. Расчет на прочность при растяжении (сжатии)

При растяжении (сжатии) в поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор – продольная сила N

Опытами подтверждено, что в случае растяжения (сжатия) призматических стержней все поперечные сечения находятся в одинаковом напряженном состоянии. При этом напряжение, действующее в каждом поперечном сечении, с достаточной степенью точности можно считать равномерно распределенным (при условии центрального приложения внешней нагрузки, т. е. проходящего через центр тяжести поперечного сечения).

Возьмем мысленно сечение Ω (рис. ниже). Равнодействующая нормальных напряжений N в сечении должна уравновешивать внешнюю силу P , по-

* Срединная поверхность оболочки – это геометрическое место точек, равноудаленных от обеих поверхностей оболочки.

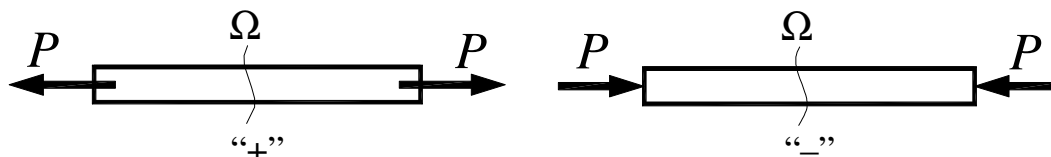
этому $N=P$. Следовательно, условие прочности запишется в виде:

$$\sigma_{\max} = \sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma].$$

Отсюда следует, что при проектном расчете на прочность проверяется выполнение условия $F \geq N/[\sigma]$, а при проверочном расчете – $N \leq F \cdot [\sigma]$.

Расчет на сжатие отличается от расчета на растяжение только тем, что стержни могут внезапно потерять устойчивость. Поэтому помимо расчета на прочность сжатых стержней, необходимо проверять выполнение *условия устойчивости*.

При построении эпюр продольных сил используется следующее **правило знаков** – внешняя сила, направленная от сечения, считается положительной; в противном случае внешняя сила отрицательна.



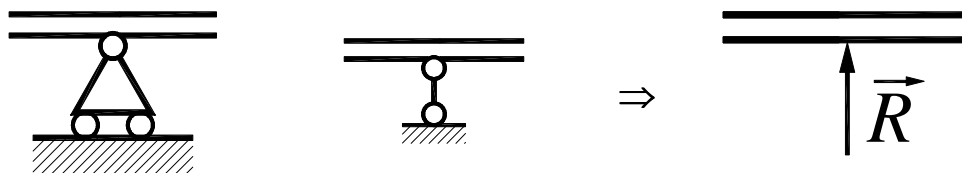
4.3. Расчет на прочность при изгибе

Если в поперечных сечениях детали возникает исключительно изгибающий момент M , то такой вид нагружения называют *чистым изгибом*. В большинстве случаев помимо изгибающего момента в поперечных сечениях возникает и поперечная сила Q . Такой изгиб называется *поперечным*. При чистом изгибе в поперечных сечениях возникают нормальные напряжения σ , а при поперечном изгибе и касательные напряжения τ .

Стержень, работающий в основном на изгиб, называют **балкой**. Если внешние силы и моменты расположены в плоскости, проходящей через ее продольную ось и содержащей одну из главных центральных осей инерции сечения (силовой плоскости), то такой изгиб называется *плоским*. Далее будет рассмотрен плоский изгиб прямолинейной балки постоянного сечения.

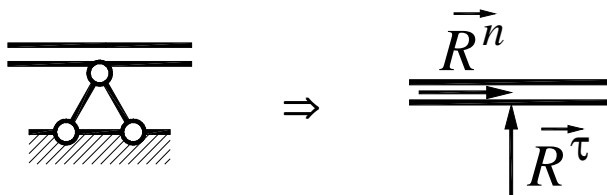
Для фиксирования балок в заданном положении используются опоры. Силы, с которыми опоры действуют на балку, представляют собой реакции связи и называются *реакциями опор*. Опоры бывают:

- шарнирно-подвижная:



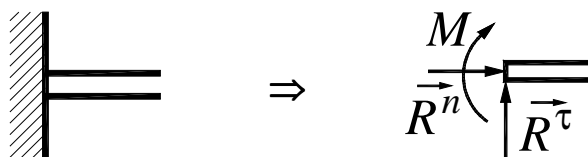
Реакция связи R в шарнирно-подвижной опоре направлена по нормали к опорной поверхности.

- шарнирно-неподвижная:



Направление реакции связи $\vec{R}$ в этом случае неизвестно, поэтому ее раскладывают на две составляющие – нормальную $\vec{R}^n$ и касательную $\vec{R}^\tau$ или в виде двух составляющих реакций по осям координат X и Y .

- заземление (жесткая заделка)



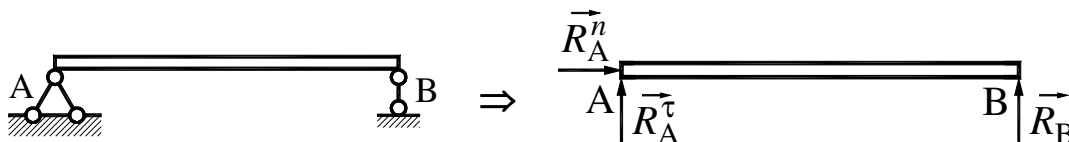
В этом случае реакция связи состоит из момента M и реакции $\vec{R}$, которую, как и в предыдущем случае, раскладывают на две составляющие.

Следует добавить, что в случае, когда балка опирается на гладкую поверхность, реакция связи направлена по нормали к этой поверхности в сторону к балке. Реакция точечной опоры (ребро двухгранного угла) направлена по нормали к гладкой поверхности опирающейся балки в ее сторону. Реакция гибкой связи (трос, нить, т.п.) направлена вдоль связи от балки.

Изначально реакции связи, как правило, являются неизвестными. Поскольку для плоской задачи для нахождения неизвестных реакций можно составить три уравнения равновесия (например, равенство нулю суммы проекций всех сил на одну из осей системы координат и двух сумм моментов сил относительно двух точек), то балки называются *статически определенными*, если число неизвестных опорных реакций не превышает трех. В противном случае балка *статически неопределима*.

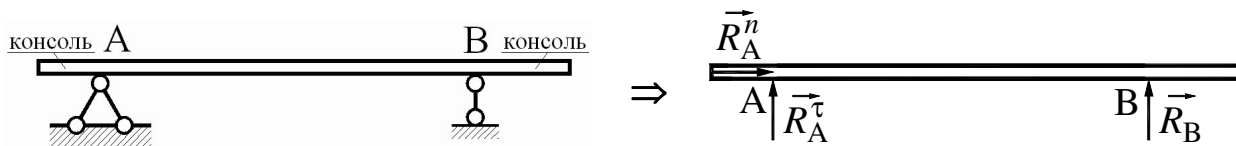
Ниже представлены схемы наиболее распространенных статически определенных балок:

- шарнирно-опертая балка – однопролетная*, двухопорная балка:

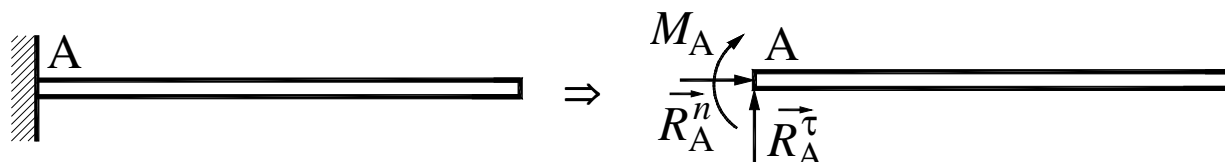


- консольная балка – балка, имеющая свешивающиеся за опорами части:

* Пролет – расстояние между опорами.



- консоль – балка, защемленная одним концом и не имеющая других опор:



Отметим, что для пространственных задач можно составить 6 уравнений равновесия – сумма проекций всех сил на 3 координатные оси (Ox , Oy и Oz) и сумма моментов сил относительно каждой оси должны быть равны нулю.

Под действием внешних сил балка прогибается. При этом волокна на одной ее стороне сокращаются (отрезок b_1b_2 , рис. 3.5,а), а на второй – удлиняются (отрезок a_1a_2 , рис. 3.5,а). Очевидно, что где-то между ними имеется тонкий слой, длина которого не изменяется. Он называется *нейтральным слоем*. Нейтральный слой отделяет сжатую зону от растянутой. В плоскости чертежа нейтральный слой изображается в виде *нейтральной оси*. Нейтральная ось проходит через центр тяжести поперечного сечения балки и перпендикулярна к плоскости действия сил. В расчетных схемах балка заменяется ее нейтральной осью, к которой приводятся все внешние силы.

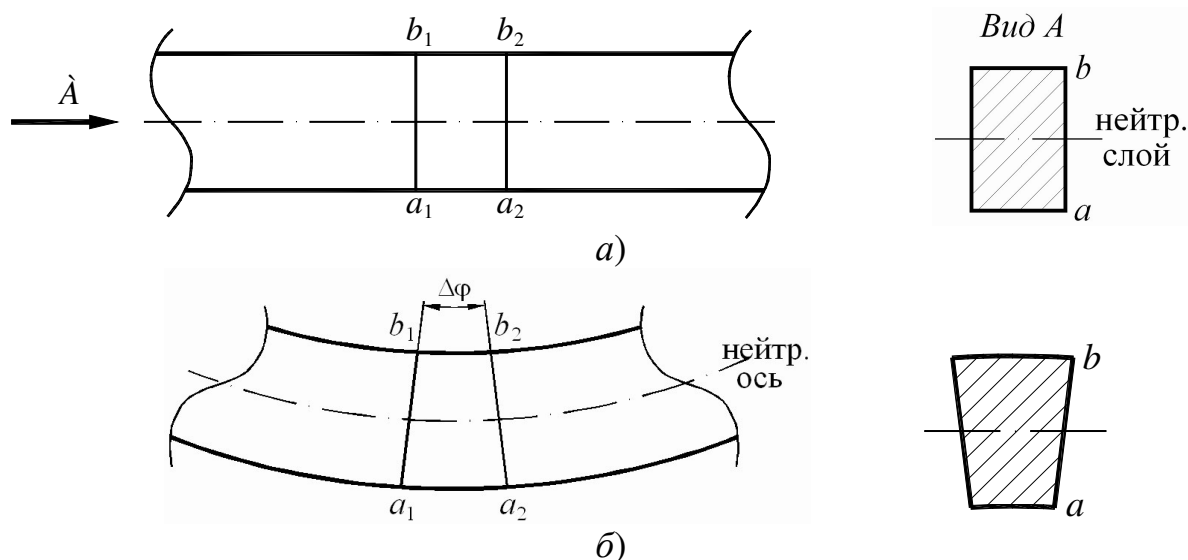


Рис. 3.5. Деформация балки при изгибе

Ширина балки в сжатой зоне увеличивается, а в растянутой – уменьшается (рис. 3.5,б). В расчетах вводится допущение, что поперечные сечения остаются плоскими (сечения a_1b_1 и a_2b_2), но поворачиваются одно относительно другого на угол $\Delta\phi$ (согласно *гипотезы плоских сечений*).

Изменение длины волокна пропорционально расстоянию от него до нейтрального слоя. Следовательно, и растягивающие (нормальные) напряжения также пропорциональны этому расстоянию (согласно закону Гука). На рисунке 3.6,*а* представлен примерный график распределения нормального напряжения σ по высоте балки двутаврового сечения* при изгибе.

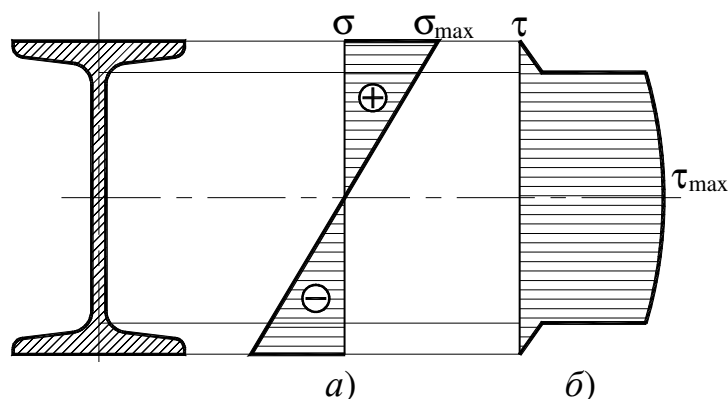


Рис. 3.6. Распределение нормального (а) и касательного (б) напряжения по высоте двутавровой балки при поперечном изгибе

На основе указанного распределения σ условие прочности при изгибе запишется в виде

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (3.3)$$

где W_z – момент сопротивления сечения балки относительно нейтральной оси z (см. пункт 3.3.2).

Условие (3.3) проверяют для всех опасных сечений. Опасными являются такие сечения, в которых максимальны значения напряжений и имеются концентраторы напряжений. Но согласно (3.3) и в силу того, что балка постоянного сечения ($W_z = \text{const}$), то в этих же сечениях изгибающий момент $M = M_{\max}$.

Отметим, что в поперечных сечениях балки под действием поперечных сил Q возникают также касательные напряжения τ , которые в принципе неравномерно распределены по ее высоте (рис. 3.6,*б*) – они равны нулю на краях сечения (где $\sigma = \sigma_{\max}$) и почти всегда максимальны в нейтральном слое (где $\sigma = 0$). Поэтому при изгибе необходимо также проверять выполнение условия (3.1"), в котором для вычисления $\tau_{\max}$ можно применить **формулу Журавского**:

$$\tau_{\max} = k \frac{Q}{F},$$

где k – коэффициент, зависящий от формы сечения; Q – поперечная сила в се-

* Для двутавра характерна высокая прочность при минимальной площади поперечного сечения.

чении; F – площадь поперечного сечения.

Очень редко, когда $\tau_{\max}$ являются самыми опасными напряжениями. Это возможно, когда имеем малые пролеты между опорами и большие поперечные нагрузки (большие Q и малые M). В большинстве реальных случаев расчет на прочность ведется исключительно по нормальным напряжениям.

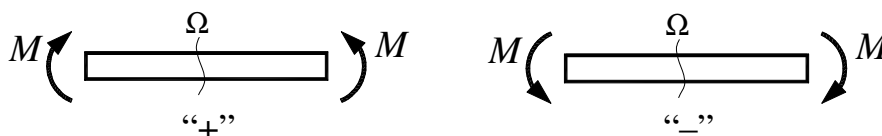
При проектном расчете балки на прочность определяют минимальные геометрические размеры ее сечения, которое исходя из (3.3) получим в виде

$$W_z \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]},$$

а при проверочном расчете проверяют выполнение условия

$$M_{\max} \leq W_z \cdot [\sigma].$$

При построении эпюр изгибающих моментов используется следующее **правило знаков** – внешний момент, изгибающий мысленно закрепленную в сечении оставленную часть балки выпуклостью вниз, считается положительным; в противном случае изгибающий момент отрицателен.



Вопросы для самоконтроля.

1. Какие основные требования предъявляют к механизмам и машинам?
2. Что такое работоспособность и каковы её критерии?
3. Дайте определения понятиям деталь, сборочная единица, узел?
4. Дайте определения понятиям прочность, жесткость, устойчивость.
5. Что такое деформация и какие они бывают?
6. В чем заключается “инженерность” науки “Сопротивление материалов”?
7. Приведите классификацию внешних сил.
8. Что такое внутренние силы? Объясните принцип метода сечений.
9. Какие различают внутренние силы и какие виды деформирования они вызывают?
10. Что такое напряжение? Чем отличается нормальное напряжение от касательного?
11. Перечислите основные характеристики плоских сечений и приведите формулы для их вычислений.
12. В чем заключается условие прочности?
13. По каким формулам вычисляются допускаемые напряжения для

пластичных и упругих материалов?

14. *Какие различают виды расчета деталей на прочность?*
15. *Перечислите основные формы деталей.*
16. *Что такое нейтральный слой балки, работающей на изгиб? Как распределены напряжения в балке при поперечном изгибе?*
17. *Запишите условие прочности детали, подвергающейся изгибу.*

Лекция 4
(4 часа)

**АНАЛИЗ ОТДЕЛЬНЫХ ГРУПП ДЕТАЛЕЙ.
СОЕДИНЕНИЯ И ПЕРЕДАЧИ**

В лекции изложен теоретический материал по распространенным разъемным и неразъемным соединениям деталей и механическим передачам. Приведены общие сведения, основные термины и определения, классификация и виды расчетов соединений и передач. Указываются рекомендации, достоинства и недостатки их использования.

1. Соединения деталей:
 - 1.1. Общие сведения.
 - 1.2. Неразъемные соединения:
 - 1.2.1. Сварное соединение.
 - 1.2.2. Заклепочное соединение.
 - 1.2.3. Соединение с натягом.
 - 1.3. Разъемные соединения:
 - 1.3.1. Резьбовое соединение.
 - 1.3.2. Шпоночное соединение.
 - 1.3.3. Шлицевое соединение.
2. Механические передачи:
 - 2.1. Ременная передача.
 - 2.2. Зубчатая передача:
 - 2.2.1. Классификация зубчатых передач.
 - 2.2.2. Виды разрушения зубьев зубчатых колес и расчет на прочность.

Как было оговорено ранее (см. 3.1), звенья механизмов состоят из деталей. Единой, полной и завершённой классификации всех существующих деталей не существует, т. к. конструкции их многообразны и, к тому же, постоянно разрабатываются новые. Однако для ориентирования в бесконечном многообразии детали по характеру их использования классифицируют на следующие **типовые группы** [6]:

- **соединения** (соединяют детали между собой);
- **передачи** (передают движение от источника к потребителю);
- **валы и оси** (несут на себе вращающиеся детали передач);
- **муфты** (соединяют между собой валы и передают крутящий момент);
- **опоры** (служат для установки валов и осей);
- **упругие элементы** (смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают требуемый постоянный прижим деталей);

- **корпусные детали** (организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивая при этом их защиту).

Закономерности проектирования перечисленных групп деталей машин и методы их расчета являются предметом изучения курса “Детали машин”.

1. Соединения деталей

1.1. Общие сведения

Детали, составляющие машину или механизм, соединены между собой тем или иным способом. Соединения деталей бывают *неподвижные*, не допускающие относительного движения деталей в процессе эксплуатации, и *подвижные*, допускающие такое перемещение.

Подвижные соединения представляют собой кинематические пары, которые называются опорами при вращательном движении и направляющими при поступательном движении и изучаются в курсе ТММ (см. 1.2.3).

В машиностроении термин *соединение* принято относить только к **неподвижным соединениям** деталей машин. К ним относятся *неразъемные* и *разъемные* соединения. Разъемные и неразъемные соединения осуществляют либо с помощью специальных соединяющих (крепежных) деталей, либо без них. Соединяющие детали (заклепки, винты, болты, гайки, шайбы, шпонки, штифты и т. п.) как правило стандартизованы.

Неразъемные соединения применяют там, где в их разборке нет необходимости. Если по условиям работы соединения требуются разборка и сборка его деталей, то в этом случае применяют разъемное соединение. Выбор типа соединения определяется технологическими, экономическими требованиями и обеспечением работоспособности соединения.

Требования к соединениям: равнопрочность с соединяемыми деталями^{*}; жесткость; для разъемных соединений многократность сборки и разборки; универсальность метода разборки и сборки.

1.2. Неразъемные соединения

Неразъемные соединения не допускают разборку собранных деталей (разборка возможна только после полного или частичного разрушения соединяемых или соединяющих деталей). Наиболее широко применяются следующие неразъемные соединения: сварные, заклепочные, прессовые, паяные, клеевые.

1.2.1. Сварное соединение

Сварное соединение считается самыми совершенными из неразъемных. *Соединение сваркой* формируется за счет межатомных связей между свариваемыми частями.

^{*} Зачастую при проектировании машин исходят из того положения, что ее работоспособность определяется прочностью каждого ее компонента (деталей) и каждого соединения.

ваемыми деталями, образующихся при их нагреве или пластическом деформировании. Сварка, а именно электродуговая, была изобретена в 1882 году. В настоящее время существует более 60 видов сварки.

Прочность сварного шва практически не отличается от монолита, очень прочна и надежна. Освоена сварка всех конструкционных материалов, включая алюминий и неметаллы.

Сварные соединения по взаимному расположению соединяемых деталей делятся на следующие группы:

1. *стыковое соединение* (рис. 4.1,а);
2. *нахлесточное соединение (внахлестку)* (рис. 4.1,б);
3. *тавровое соединение* (рис. 4.1,в);
4. *угловое соединение* (рис. 4.1,г).

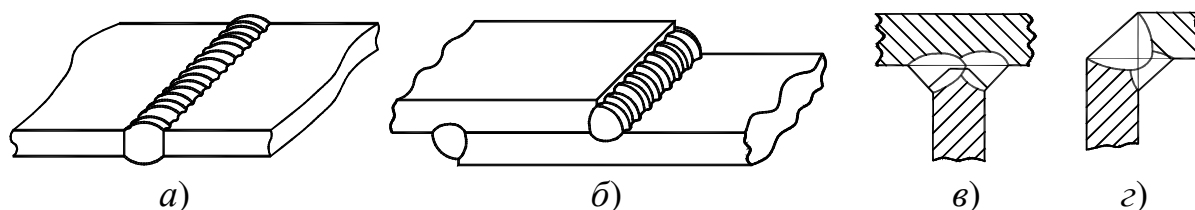


Рис. 4.1. Сварные нахлесточные соединения:
а) стыковое; б) нахлесточное; в) тавровое; г) угловое

По ориентации сварных швов относительно приложенных внешних сил различают:

- *лобовые швы* – перпендикулярны силам (рис. 4.2,а);
- *фланговые швы* – параллельны силам (рис. 4.2,б);
- *косые швы* – расположены под углом к силам (рис. 4.2,в);
- *комбинированные швы* – содержит несколько из выше перечисленных.

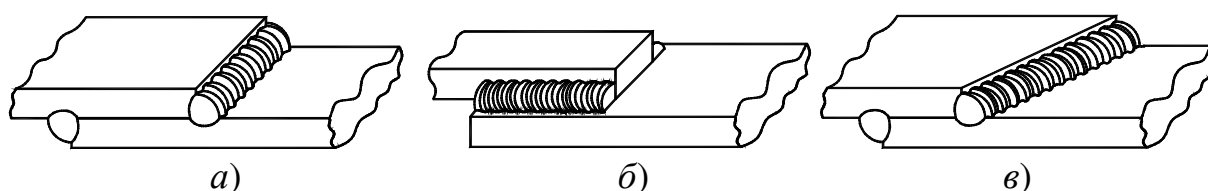


Рис. 4.2. Сварные нахлесточные соединения:
а) лобовые швы; б) фланговые швы; в) косые швы

Самые распространенные – стыковые соединения, так как сваренные встык детали почти полностью заменяют цельные. Соединения встык обычно выполняются лобовыми швами (рис. 4.3). При качественной сварке соединения разрушаются не по шву, а в зоне температурного влияния на детали. Поэтому рассчитывают соединение на прочность по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения швов. Наиболее частый случай – работа на растяжение от силы P и изгиб от изгибающего момента M (рис. 4.3).

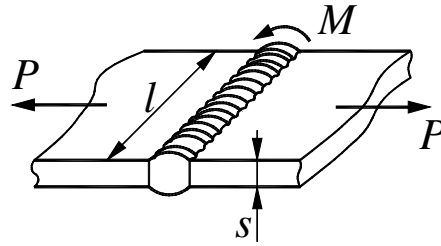


Рис. 4.3. Расчетная схема стыкового соединения

Проверочный расчет на прочность стыкового соединения при описанном виде нагружения заключается в проверке выполнения следующего условия

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{W} = \frac{P}{s \cdot l} + \frac{6 \cdot M}{s^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{шва}},$$

где s – толщина деталей; l – длина сварного шва; $[\sigma]_{\text{шва}}$ – допускаемые напряжения шва, которые принимаются в размере 90 % от соответствующих допускаемых напряжений материала свариваемых деталей.

Лобовые швы в нахлесточном соединении обычно рассчитывают только по касательным напряжениям τ . За расчетное сечение принимают биссектрису $m-m$, где обычно наблюдается разрушение (рис. 4.4). При этом касательные напряжения не зависят от угла приложения нагрузки относительно шва.

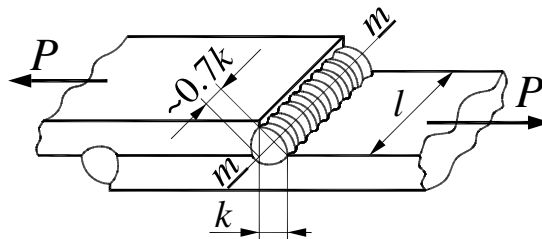


Рис. 4.4. Соединение внахлестку лбовым швом

Условие прочности для такого вида соединения запишется в виде

$$\tau = \frac{P}{0.707 \cdot k \cdot l} \leq [\tau]_{\text{шва}},$$

где k – расчетный катет сварного шва; l – длина сварного шва.

Достоинства сварного соединения: равнопрочность; экономичность; простота и низкая трудоемкость; более конструктивное размещение элементов; меньшая масса сварной конструкции; высокая производительность.

Недостатки: возникновение температурных остаточных напряжений и их концентрация; возникновение коробления деталей в силу неравномерного их нагрева; плохое восприятие переменных и вибрационных нагрузок; сложность контроля качества сварного соединения.

1.2.2. Заклепочное соединение

Заклепочное соединение – это соединение с помощью заклепок или цапфы. Заклёпка представляет собой сплошной или полый цилиндрический стержень 1 диаметром d с закладной головкой 2 (рис. 4.5,б), который вставляется в отверстие диаметром d_1 , просверленное в двух совмещенных деталях (рис. 4.5,а), а затем хвостовик ударами молотка или прессы расклёпывается для формирования замыкающей головки 5 (рис. 4.5,в). При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное соединение.

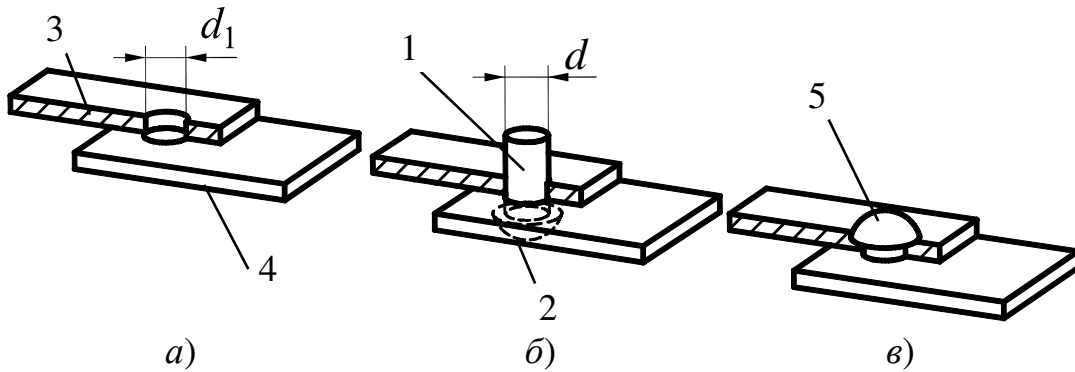


Рис. 4.5. Заклепочное соединение:

1 – стержень заклепки; 2 – закладная головка (закладка);
3, 4 – соединяемые детали; 5 – замыкающая головка

Заклёпки под действием растягивающей силы P испытывают напряжения среза $\tau'_{ср}$ (сдвига) по плоскости (плоскостям) соединения деталей и напряжения смятия боковых поверхностей $\sigma_{см}$ (рис. 4.6).

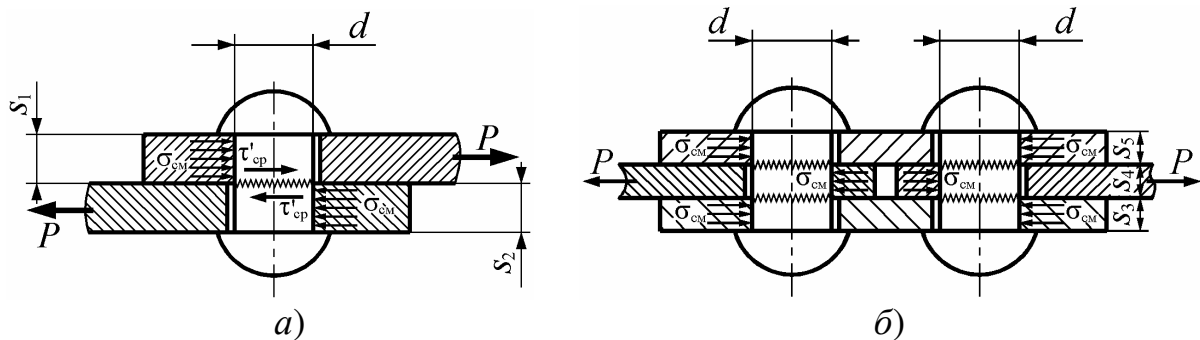


Рис. 4.6. Нагружение заклепочного соединения:

а) с одной плоскостью среза; б) с двумя плоскостями среза

По этим двум критериям рассчитывается диаметр заклёпки. При этом расчёт на срез – проектировочный, а расчёт на смятие – проверочный (см. 3.4.1):

- условие прочности по напряжениям среза

$$\tau_{ср} = \frac{P}{iz \cdot (\pi d^2 / 4)} \leq [\tau_{ср}] \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi iz [\tau_{ср}]}}$$

где i – количество заклепок; z – количество плоскостей среза;

- *условие прочности по напряжениям смятия*

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{sdi} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где s – наименьшая толщина соединяемых деталей.

Кроме расчета заклепок необходимо проверять прочность самих деталей в сечении, ослабленном отверстиями.

Области применения: в случае, когда нагрев недопустим; соединение несвариваемых материалов; соединения деталей, подверженных динамическим нагрузкам.

Достоинства заклепочного соединения: контролируемость качества соединения; меньшие повреждения деталей; малая концентрация напряжений.

Недостатки: большая трудоемкость; большой расход металла; высокая стоимость; ослабление деталей отверстиями.

1.2.3. Соединение с натягом

Соединение с натягом – это соединение деталей за счет сил трения, возникающих между охватываемой и охватывающей поверхностями деталей, выполненных с некоторой разностью посадочных размеров. Наиболее распространено цилиндрическое соединение с натягом, в котором одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности (рис. 4.7). Примеры цилиндрических соединений с натягом: вал и зубчатое колесо, зубчатый червячный венец и ступица.

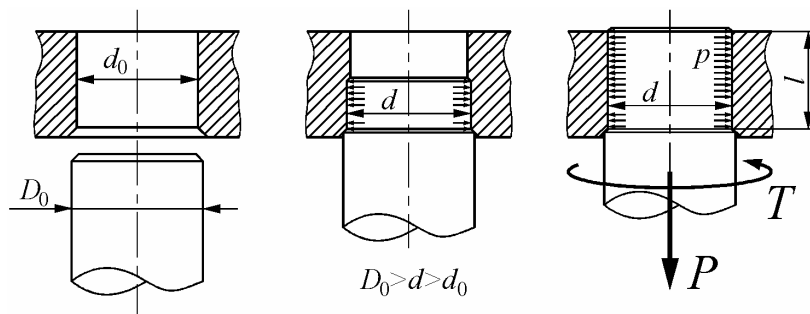


Рис. 4.7. Соединение с натягом

Условия неподвижности соединения с натягом:

$$P \leq [P] = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f / n; \quad T \leq [T] = \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f / n,$$

где P – осевое усилие, которое прикладывается к соединению, Н; $[P]$ – допускаемое значение осевого усилия; d – диаметр соединения; l – рабочая длина; p – давление между деталями, $p = f(\delta)$, $\delta = (d - d_0)/2$ – натяг; f – коэффициент трения; n – коэффициент запаса прочности соединения; T – крутящий момент,

который прикладывается к соединенным деталям, Н·м; $[T]$ – допускаемое значение крутящего момента.

После расчета соединения с натягом на неподвижность соединения необходимо выполнить расчет на прочность соединяемых деталей [3].

Достоинства соединения с натягом: простота; хорошее центрирование; слабая чувствительность к вибрационным нагрузкам и ударам.

Недостатки: сложность сборки и разборки; повреждения посадочных поверхностей при сборке и разборке; требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и повышенной точности изготовления; значительная концентрация напряжения.

1.3. Разъемные соединения

Разъемные соединения допускают многократную сборку и разборку соединяемых деталей без их разрушения и без разрушения самих крепящих элементов. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые, профильные, клемовые, клиновые и штифтовые соединения [5].

1.3.1. Резьбовое соединение

Резьбовое соединение является наиболее массовым видом из разъемных соединений. **Резьбовое соединение** – это соединение с помощью резьбовых деталей. К резьбовым деталям относятся:

- **болт** – длинный цилиндр с головкой на одном конце и наружной резьбой на другом. Проходит сквозь соединяемые детали и затягивается гайкой (рис. 4.8,а);
- **винт** – внешне не отличается от болта, но завинчивается в резьбу одной из соединяемых деталей (рис. 4.8,б);
- **шпилька** – винт без головки с резьбой на обоих концах (рис. 4.8,в);
- **гайка*** – деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на болт или шпильку (рис. 4.8,а,в).

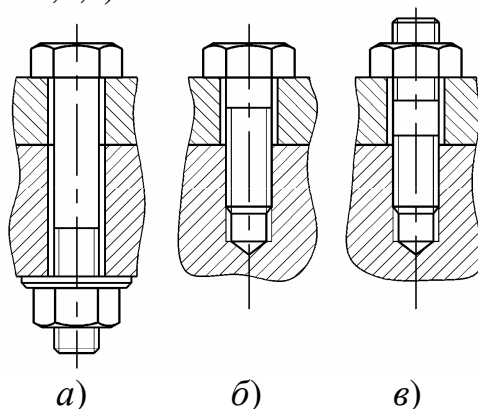


Рис. 4.8. Виды резьбовых соединений: а) болтовое; б) винтовое; в) шпильчатое

* Самые большие гайки весят 4.74 т и имеют внешний диаметр 1320 мм и резьбу 635 мм.

Болтами скрепляются детали относительно небольшой толщины. Винты применяют, когда одна из скрепляемых деталей имеет относительно большую толщину и соединение не требует частой сборки-разборки. Шпильки применяют вместо винтов в тех случаях, когда соединение подвергается частым сборкам-разборкам.

Резьба получается образованием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии. В зависимости от формы профиля резьбы различают:

- *треугольные* с притуплением вершин витков и дна впадин применяются в крепежных резьбовых соединениях;
- *трапецеидальные* применяют в ходовых и грузовых винтах испытывающих значительные осевые силы в обоих направлениях;
- *упорные* так же применяют в винтах, предназначенных для восприятия больших осевых усилий в одном направлении;
- *трубные* применяют в крепежно-уплотняющих резьбовых соединениях труб, арматуры.

К основным причинам выхода из строя крепежных резьбовых соединений относятся: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки болта, разрушение или повреждение резьбы. Расчет обычно производят по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня. Рассмотрим расчет болтов при статическом нагружении.

Рассмотрим расчет на прочность болтового соединения, в котором болт вставлен в отверстие с зазором и соединение нагружено поперечной силой P (рис. 4.9). В этом случае сила затяжки болта N должна дать такую силу трения $F^{\text{тр}}$ между деталями, которая была бы больше поперечной сдвигающей силы P , т. е.

$$F^{\text{тр}} = N \cdot f \geq P \Rightarrow N^* > P/f,$$

где f – коэффициент трения между деталями.

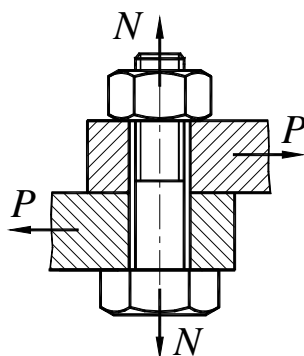


Рис. 4.9. Расчетная схема болтового соединения с зазором

* Обычно принимают $N = n \cdot (P/f)$, $n = 1.2$ – коэффициент запаса прочности соединения.

Болт в этом случае работает на растяжение от растягивающей силы N , а от момента затяжки испытывает ещё и кручение, которое учитывается повышением нормальных напряжений на 30 %.

Тогда согласно 3.4.2

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot (1.3 \cdot N)}{\pi i z [\sigma]}} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{5.2 n P}{\pi i z f [\sigma]}}.$$

Для уменьшения диаметра болта, установленного в отверстие с зазором и нагруженного поперечной силой применяют различные конструктивные дополнения, разгружающие болт от восприятия поперечных сил, например, шпонку или штифт.

Резьбы изготавливают пластической деформацией или резанием. Пластическая деформация может осуществляться накаткой на станках, выдавливанием на тонкостенных металлических изделиях. Изготовление резьб резанием может быть осуществлено на станках или вручную метчиками и плашками.

Достоинства резьбового соединения: высокая надежность; простота и точность изготовления; точная установка соединяемых деталей; имеют небольшие габариты и вес; удобство сборки и разборки; способность создавать и воспринимать большие осевые усилия; дешевизна вследствие стандартизации; универсальность и технологичность.

Недостатки: высокая концентрация напряжения в местах резкого изменения поперечного сечения; низкий КПД подвижных резьбовых соединений; низкая вибрационная стойкость.

1.3.2. Шпоночное соединение

Шпоночное соединение – это соединение с помощью шпонки, которую закладывают в пазы соединяемых деталей (примерно половина высоты шпонки расположена в пазу вала, вторая половина – в пазу ступицы). Шпоночные соединения служат для закрепления вращающихся деталей на осях и валах (шкивы ременных передач, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки, пр.) и передачи крутящего момента от вала к насаженной на нее детали или наоборот.

Основные типы шпонок стандартизированы. Шпонки бывают:

- *призматические с плоскими концами*;
- *призматические с закругленными концами* (рис. 4.10,а);
- *клиновые*;
- *сегментные*.

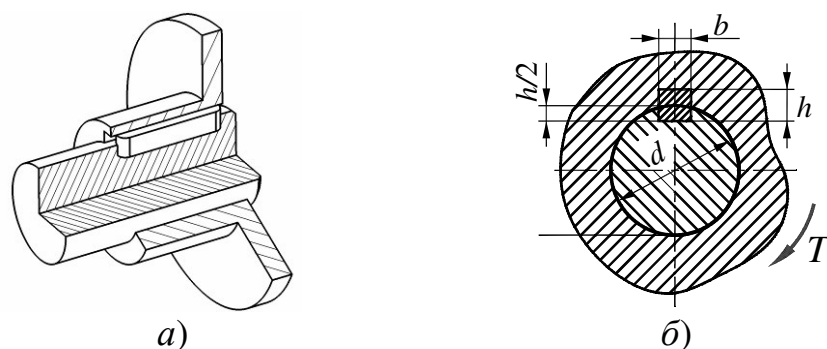


Рис. 4.10. Соединение деталей призматической шпонкой:
 а) пространственное изображение шпоночного соединения;
 б) сечение шпоночного соединения плоскостью перпендикулярной к оси вала

Паз под шпонку в ступице выполняют на проход, а на валу выполняют паз со скруглёнными концами, чтобы призматическую шпонку можно было вложить в этот вал с минимальными зазорами. Такие пазы выполняют пальцевыми фрезами. Пазы на валах для шпонок с открытыми плоскими торцами выполняют дисковыми фрезами. В этом случае имеет место меньшая концентрация напряжений. Допускается исполнение двух шпоночных канавок при оппозитном их размещении.

Поперечные размеры шпонки, как и размеры самих пазов под шпонки, стандартизованы и подбираются в зависимости от диаметра вала d . Каждый типоразмер шпонки можно принять с одним из стандартных размеров по длине.

Наиболее опасная деформация для шпонок и пазов – их смятие от действующего в сечении крутящего момента T . Проверочный расчет по напряжениям смятия боковых поверхностей шпонки выполняется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{(2T/d)}{(h/2)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d – диаметр вала; h – высота шпонки (см. рис. 4.10,б); l_p – рабочая длина шпонки, равная прямолинейной рабочей части боковой грани (рис. 4.10,а).

По напряжениям смятия можно рассчитать рабочую длину шпонки – $l_p \geq (2T/d)/(0.5h[\sigma_{\text{см}}])$.

Проверочный расчет шпонки по напряжениям на срез выполняется по формуле $\tau_{\text{ср}} = (2T/d)/(bl_p[\tau_{\text{ср}}])$.

Достоинства шпоночного соединения: простота; высокая надежность; невысокая стоимость.

Недостатки: ослабление вала и ступицы.

1.3.3. Шлицевое соединение

Шлицевое соединение может быть условно представлено как многошпоночное соединение, в котором шпонки выполнены заодно с валом. Оно служит для передачи крутящего момента и одновременно позволяют осуще-

ствлять осевое перемещение ступицы вдоль вала.

Основные формы боковых поверхностей шлицев: *прямобоочные; эволь-
вентные; треугольные.*

Расчет на прочность соединения с прямобоочным профилем шлицев ана-
логичен расчету шпоночного соединения, только в этом случае необходимо
учитывать количество шлицев. Рассматривая шлицы как набор шпонок, про-
верка соединения по напряжениям смятия аналитически может быть пред-
ставлена в виде:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{(2T/d_{\text{ср}})}{hl_p z K} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – расчётный крутящий момент; $d_{\text{ср}} = (D+d)/2$ – средний диаметр шлице-
вого соединения; z – количество шлицев; h – высота поверхности контакта
шлицев; K – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по шли-
цам, $K=0.2\div 0.8$; l_p – рабочая длина шпонки.

Достоинства в сравнении со шпоночными соединениями: высокая на-
грузочная способность при одинаковых габаритах из-за значительно большей
рабочей поверхности и равномерного распределения давления по высоте
шлицев; выше точность центрирования; имеют большую усталостную проч-
ность вала.

Недостатки: концентрация напряжений; высокие требования к точно-
сти изготовления.

2. Механические передачи

Проницательный немецкий экономист К. Маркс заметил, что всякая
машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного меха-
низмов (рис. 4.11). В настоящее время в состав машинного агрегата часто
включается также контрольно-управляющая или кибернетическая машина.



Рис. 4.11. Структурная схема машины:

М – источник движения; ПМ – передаточный механизм (передача);

ИМ – исполнительный механизм (потребитель энергии)

Передача – это устройство, которое предназначено для передачи энер-
гии на расстояние [3]. Передача в машинном агрегате необходима для согла-
сования механических характеристик источника движения с механическими
характеристиками исполнительного механизма (рабочей или энергетической
машины). В зависимости от способа осуществления передачи энергии разли-

чают механические, электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные передачи. В курсе технической механики изучают механические передачи. **Механическая передача** – это устройство для передачи механической энергии на расстояние с преобразованием скоростей и крутящих моментов, а иногда с преобразованием вида и закона движения.

Механические передачи по принципу работы делят на:

- *передачи зацеплением*: с непосредственным контактом – зубчатые, червячные (рис. 4.12,а); с гибкой связью – цепные, зубчато-ременные (рис. 4.12,б).
- *передачи трением*: с непосредственным контактом – фрикционные (рис. 4.12,в)*; с гибкой связью – ременные (рис. 4.12,г).

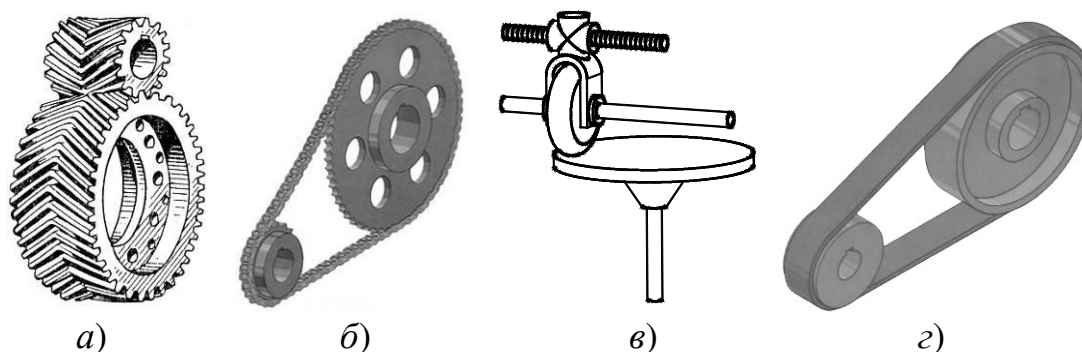


Рис. 4.12. Механические передачи
а) шевронная; б) цепная; в) фрикционная; г) ременная

Основными характеристиками механических передач являются: передаваемая мощность N ; передаточное отношение i (см. 2.2); коэффициент полезного действия η (см. 1.1); передаваемый крутящий момент T_1 ; быстроходность – частота вращения входного вала n_1 ($n_1 = 30 \cdot \omega_1 / \pi$).

Частота вращения n_2 и крутящий момент T_2 на выходе механической передачи, а также передаваемая мощность N_1 , могут быть посчитаны по следующим зависимостям:

$$N_1 = T_1 \cdot \omega_1; \quad n_2 = \frac{n_1}{i}; \quad T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta; \quad N_2 = T_2 \cdot \omega_2 = N_1 \cdot \eta.$$

При последовательном соединении нескольких передач общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных передач, то же – для КПД.

2.1. Ременная передача

Схема ременной передачи изображена на рис. 4.13.

* Фрикционными передачами называются механизмы с высшей кинематической парой, в которых передача движения осуществляется за счет сил сцепления или трения в зоне контакта высшей пары.

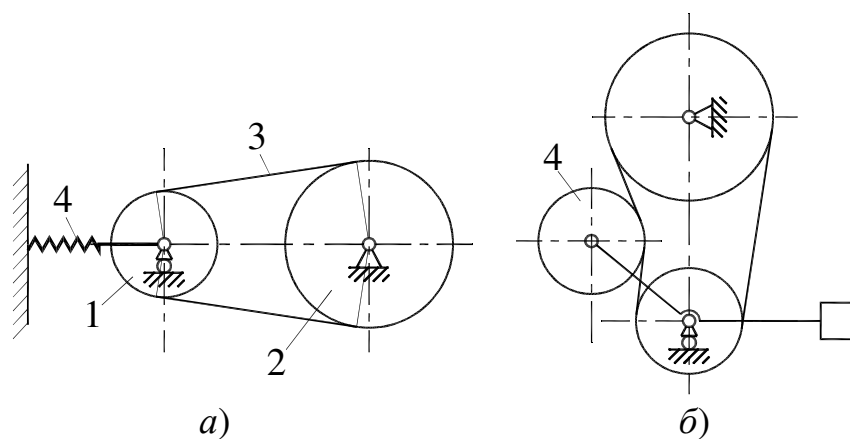


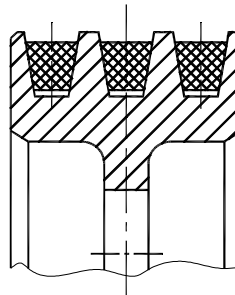
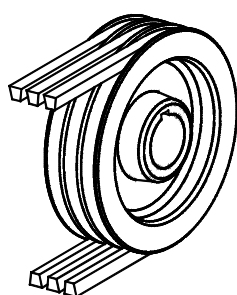
Рис. 4.13. Схема ременной передачи:

1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень; 4 – натяжное устройство

Вращательное движение от ведущего шкива к ведомому передается благодаря трению между ремнем и шкивами.

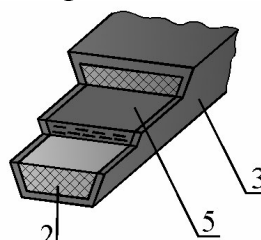
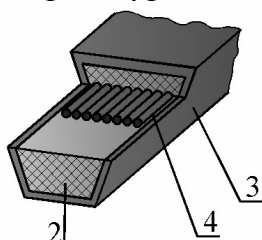
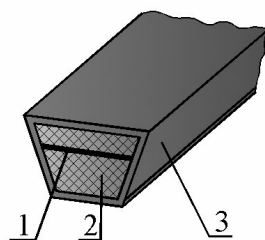
В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи различают:

- *плоскоременные* (относятся к простейшим)
- *клиноременные* (отличаются повышенной тяговой способностью)



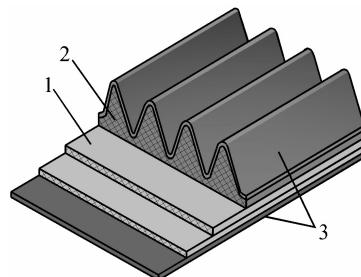
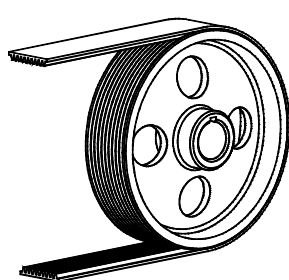
Кордшнуровой

Кордтканевый



1 – несущий элемент; 2 – резина; 3 – обертка; 4 – шнуры; 5 – слои ткани

- *поликлиновые*



1 – несущий элемент; 2 – резина; 3 – обертка;

- *круглоременные* (для передачи малых мощностей)
Бывают также *зубчатые ременные передачи* (рис. 4.14).

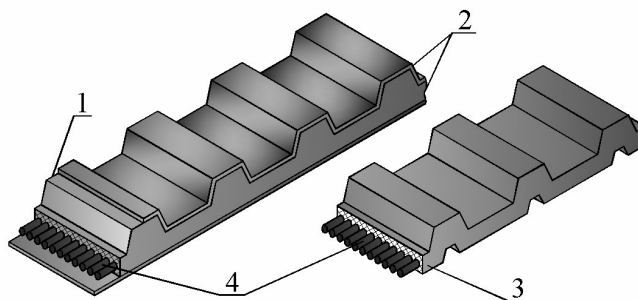


Рис. 4.14. Зубчатая ременная передача:
1 – резина; 2 – обертка; 3 – пластмасса; 4 – стальные тросики

Передаточное число ременной передачи определяется по формуле

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}, \quad u \in 2 \div 10,$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива; d_2 – диаметр ведомого шкива; $\epsilon=0.01 \div 0.02$ – коэффициент упругого проскальзывания ремня.

Для обеспечения силы трения, необходимой для нормальной работы передачи, за счет натяжного устройства (см. рис. 4.13) в ремне создают силу предварительного натяжения F_0 . При этом обе ветви натянуты одинаково (рис. 4.15,а). Эта картина нагружения ремня имеет место, когда передача не работает или работает в режиме холостого хода (без полезной нагрузки).

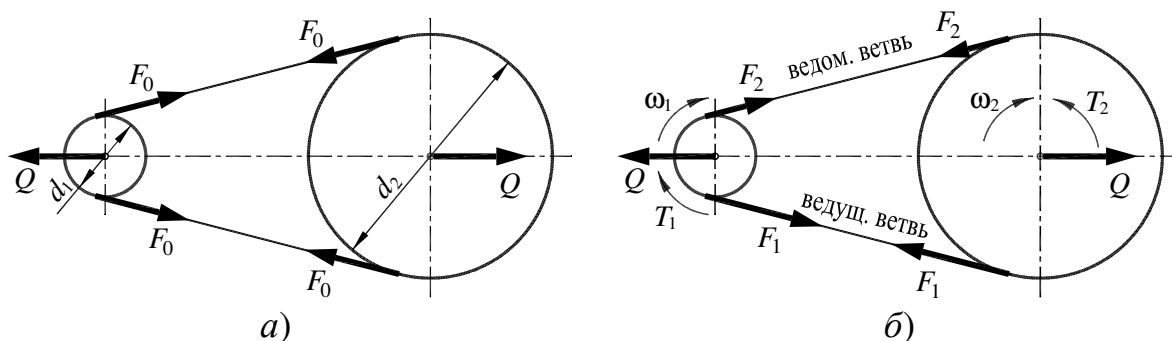


Рис. 4.15. Усилия в ремне
а) ременная передача не передает крутящий момент;
б) ременная передача передает крутящий момент

При передаче крутящего момента T_1 в ветвях ремня усилия перераспределяются (рис. 4.15,б): сила натяжения ведущей ветви F_1 увеличивается ($F_1 > F_0$), а натяжение ведомой уменьшается ($F_2 < F_0$). При этом справедливы соотношения

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2;$$

где $F_t = 2T_1/d_1$ – окружное усилие в передаче.

Достоинства ременных передач: возможность передачи движения на относительно большие расстояния (до 8÷10 м); простота конструкции; малая стоимость; плавность и бесшумность работы; малая чувствительность к перегрузкам и ударам; благодаря возможности закручивания ремня (особенно круглого сечения) можно реализовать передачу вращения между шкивами со скрещивающимися осями, передачу с изменением направления вращения (*полуперекрестные* и *перекрестные* передачи).

Недостатки: сравнительно низкий КПД ($\eta = 0.95 \div 0.97$ у ременной передачи, $\eta = 0.95 \div 0.98$ у зубчатой ременной); значительные габариты; упругое проскальзывание ремня (зубчатые ременные передачи не имеют проскальзывания, $\epsilon = 0$), вследствие чего – непостоянство передаточного отношения; повышенные нагрузки на валы и опоры (зубчатые ременные передачи оказывают меньше нагрузки на опоры); необходимость защиты от попадания масла; малая долговечность ремней; необходимость применения устройств для натяжения ремня.

2.2. Зубчатая передача

2.2.1. Классификация зубчатых передач

Помимо приведенной ранее классификации (см. 2.1) зубчатые передачи различают по конструктивному оформлению:

- *открытые* – не заключенные в непроницаемый корпус и подверженные действию пыли и грязи;
- *закрытые* – размещенные в специальном корпусе. Корпус при этом предназначен для предотвращения попадания пыли и грязи и служит масляной ванной, обеспечивая зубчатые колеса постоянной смазкой для улучшения работы передачи.

Наибольшее распространение получили закрытые зубчатые передачи, выступающие в качестве редукторов (см. 2.2).

По расположению осей валов редукторы бывают:

- *с параллельным расположением осей валов – цилиндрические* (рис. 4.16,а);
- *с пересекающимися осями валов – конические* (рис. 4.16,б);
- *с перекрещивающимися осями валов – червячные* (рис. 4.16,в);
- *комбинированные – коническо-цилиндрические.*

По количеству ступеней редукторы бывают:

- *одноступенчатые* (рис. 4.16);
- *многоступенчатые.*

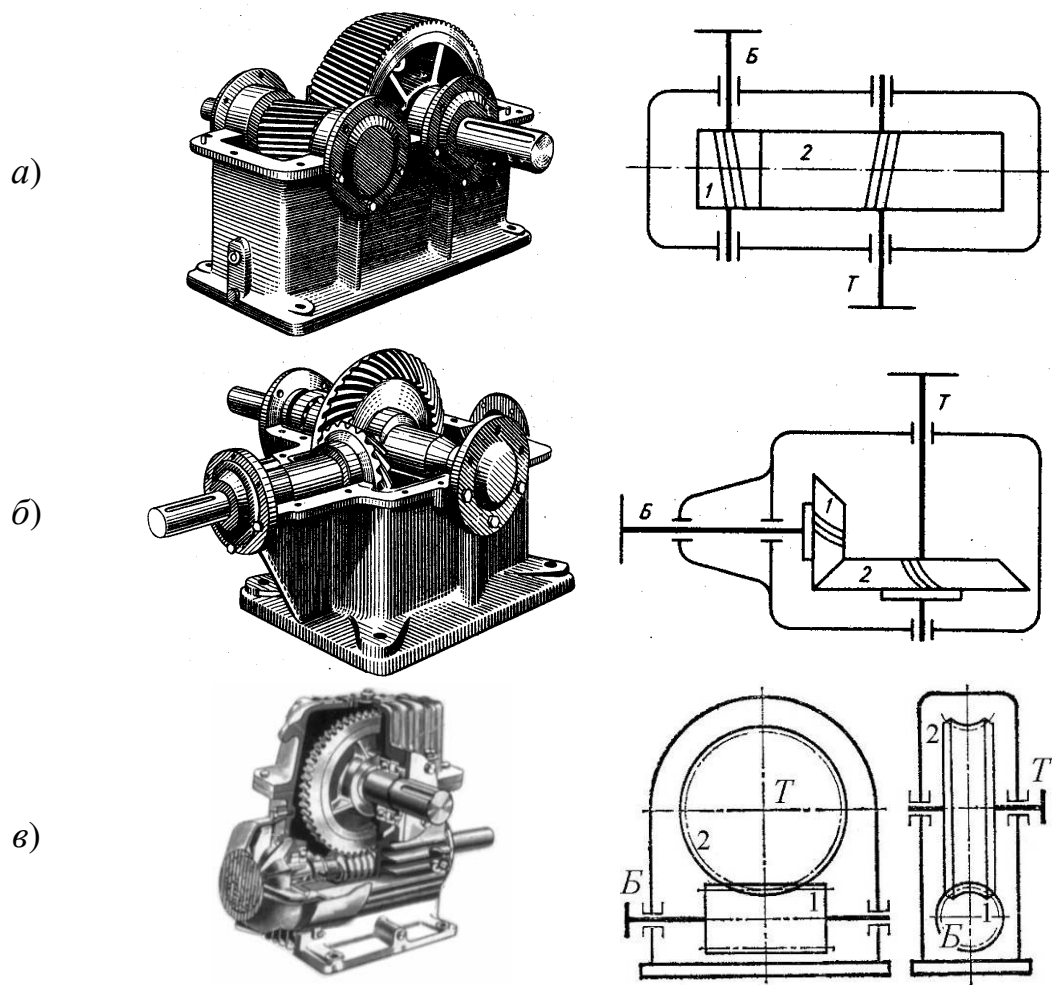


Рис. 4.16. Распространенные схемы одноступенчатых редукторов:
Б – быстроходный (входной) вал; Т – тихоходный (выходной) вал;
а) цилиндрический одноступенчатый редуктор с косозубой передачей;
б) конический одноступенчатый редуктор; в) червячный редуктор

2.2.2. Виды разрушения зубьев зубчатых колес и расчет на прочность

Для выполнения расчётов на контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F рассмотрим силы в зубчатом зацеплении (рис. 4.17).

Нормальная сила F_n между парой контактирующих зубьев – это сила, направленная по линии зацепления (общая нормаль к рабочим поверхностям зубьев). Сила F_n раскладывается на радиальную F_r , касательную (окружную) F_t составляющие (прямозубые цилиндрические передачи рис. 4.17,а), а для косозубых цилиндрических передач (рис. 4.17,б) еще и на осевую составляющую.

Касательная (окружная) сила F_{t_1} – это сила, вызывающая вращение тел или сопротивление вращению, которая направлена по касательной к траектории движения точки ее приложения. Направление действия окружной силы противоположно направлению вращения шестерни ω_1 , а для колеса F_{t_2} сов-

падает с направлением ее вращения ω_2 . Радиальные силы F_{r_1} и F_{r_2} для колес с внешним зацеплением направлены из точки касания зубьев к центрам зубчатых колес, а для колес с внутренним зацеплением из точки касания зубьев от центра колеса. Осевая сила F_{a_1} параллельна оси колеса, а направление вектора зависит от направления вращения колеса и направления линии зуба. Осевая сила нагружает дополнительно опоры валов и детали корпусов.

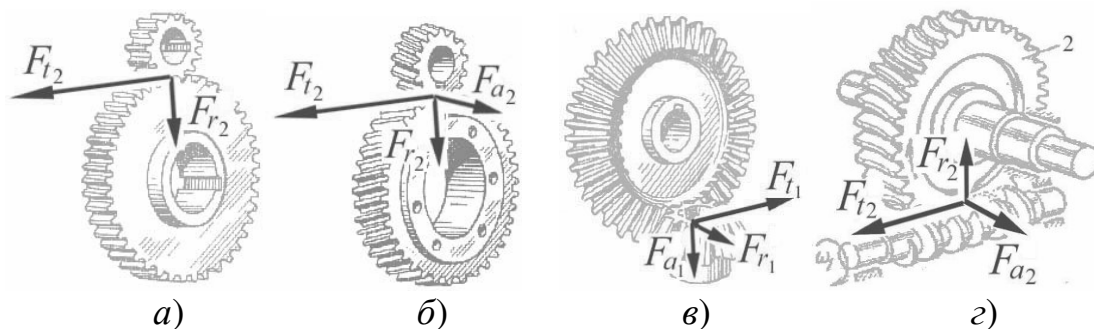


Рис. 4.17. Силы в зубчатых зацеплениях:

а) прямозубая цилиндрическая передача; б) косозубая цилиндрическая передача;
в) прямозубая коническая передача; г) червячная передача

Силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи:

$$F_{t_1} = \frac{T_1}{(d_1/2)}; \quad F_{r_1} = F_{t_1} \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)}; \quad F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg}(\beta),$$

где α – угол зацепления ($\alpha=20^\circ$); β – угол наклона линии зуба в косозубой цилиндрической передаче.

Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей. Отметим наиболее характерные:

- *усталостное выкрашивание* (рис. 4.18,а) – в результате отрыва частичек материала зубьев возникновение на рабочей поверхности зубьев небольших углублений, которые затем превращаются в раковины;
- *абразивный износ* (рис. 4.18,б) – истирание рабочих поверхностей зубьев продуктами износа, металлическими частицами, пылью, грязью;
- *заедание* (рис. 4.18,в) – вследствие выдавливания масляной плёнки между зубьями при совместном действии высоких давлений и скоростей возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Вырванные частицы затем царапают трущиеся поверхности
- *поломка* (рис. 4.18,г) – в результате значительной пиковой перегрузки, из-за повторно-переменных напряжений.

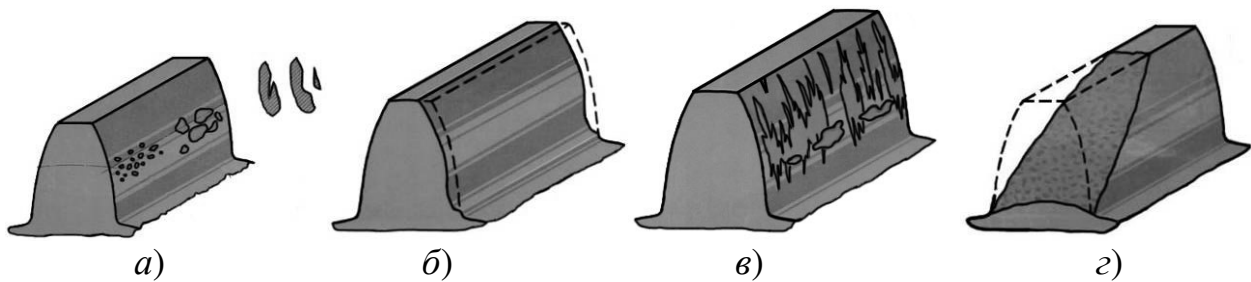


Рис. 4.18. Виды разрушений зубьев:

а) усталостное выкрашивание; б) абразивный износ; в) заедание; г) излом

Усталостное выкрашивание (рис. 4.18,а) является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых, хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач.

Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому циклу. Выкрашивание приводит к повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко.

Для предупреждения поверхностного выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактным напряжениям. Условие прочности по контактным напряжениям σ_H имеет вид:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u+1)}{d_2^2 b}} \leq [\sigma_H],$$

где Z_M , Z_H , Z_ϵ – коэффициенты, учитывающие механические свойства материалов, форму сопряженных профилей зубьев в полюсе зацепления, степень перекрытия соответственно; K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий и динамическую нагрузку; T_2 – крутящий момент на ведомом колесе; u – передаточное число зубчатой передачи; d_2 – делительный диаметр ведомого колеса; b – ширина зубчатого венца.

Абразивный износ (рис. 4.18,б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, в первую очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах, пр. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки, искажается форма зуба, уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения абразивного износа, как и заедания, – повышение твёрдости поверхности

зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

Излом зуба (рис. 4.18,з) является не менее опасным видом поломок, хотя и достаточно редким. Такая поломка связана с напряжениями изгиба, также имеющими отнулевой пульсирующий характер. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок, этот расчёт выполняется как проектировочный.

Расчет зубьев прямозубых цилиндрических по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_t}{b m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба; K_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, неравномерность распределения нагрузки между зубьями и динамическую нагрузку; b – ширина зубчатого венца; m – модуль зацепления.

Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены поверхностной прочностью, а излом – изгибной прочностью зубьев.

Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т. к. в них преобладает абразивный износ.

Достоинства зубчатых передач: компактность; надёжность работы; простота эксплуатации; постоянство передаточного отношения.

Недостатки: необходимость специального оборудования и инструмента для изготовления; повышенные требования к точности изготовления.

Вопросы для самоконтроля:

1. Приведите общую классификацию деталей машин.
2. Какие соединения называются разъёмными и неразъёмными?
3. Какие требования предъявляют к соединениям?
4. Что такое сварное соединение их достоинства и недостатки?
5. Какие бывают виды сварных соединений?
6. Как рассчитать прочность сварных соединений?
7. Что такое заклепочное соединение?
8. Какие достоинства и недостатки заклепочного соединения?
9. Как рассчитывают на прочность заклепочные соединения?
10. Что такое болт, гайка, винт, шпилька?

11. *Какие достоинства и недостатки резьбовых соединений?*
12. *Что такое шпоночное соединение?*
13. *Какие формы шпонок используют в шпоночных соединениях?*
14. *Что представляет собой шлицевое соединение?*
15. *Что такое механическая передача?*
16. *Приведите полную классификацию механических передач.*
17. *Какими достоинствами и недостатками обладает ременная передача?*
18. *Какие достоинства, недостатки зубчатых передач?*
19. *По каким признакам характеризуются редукторы?*
20. *Какие бывают виды разрушения зубьев зубчатых колес?*
21. *Как рассчитывают закрытые и открытые зубчатые передачи?*

Лекция 5
(4 часа)

**АНАЛИЗ ОТДЕЛЬНЫХ ГРУПП ДЕТАЛЕЙ.
ДЕТАЛИ, ОБСЛУЖИВАЮЩИЕ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ**

В лекции изложен теоретический материал по основным деталям обслуживающим вращательное движение (валы и оси, муфты, опоры валов и осей). Представлены классификации и сведения о назначении, применении, достоинствах и недостатках, методах расчета.

1. Валы и оси.
2. Муфты:
 - 2.1. Глухие муфты.
 - 2.2. Компенсирующие муфты:
 - 2.2.1. Жесткие компенсирующие муфты.
 - 2.2.2. Упругие компенсирующие муфты.
3. Опоры валов и осей:
 - 3.1. Подшипники скольжения.
 - 3.2. Подшипники качения.

1. Валы и оси

Неотъемлемыми частями машин являются валы и оси, на которые насаживаются вращающиеся детали (шкивы, зубчатые колеса, муфты, пр.). **Валы** – тела вращения, которые служат для передачи вращающего момента от одной детали к другой, причем поток мощности передается в их осевом направлении. **Оси**, в отличие от валов, не передают крутящий момент, и, соответственно, работают в основном на изгиб (значительно реже и на растяжение или сжатие) [5].

По форме геометрической оси валы бывают прямые, коленчатые и гибкие. *Прямые валы* находят самое широкое применение в подавляющем большинстве машин и приборов точной механики. *Коленчатые валы*, имеющие “ломанную” ось, применяются в поршневых двигателях внутреннего сгорания, компрессорах, системах преобразования вращательного движения, пр.

В зависимости от вида испытываемых нагрузок и характерной деформации различают:

- *простые валы* – работают в условиях совместного действия кручения, изгиба и (дополнительно) растяжения или сжатия;
- *торсионные валы* (торсионы) – работают лишь в условиях кручения и выполняют одновременно две роли: передачи вращающегося момента и демпфирования;
- *гибкие валы* – для передачи вращения от одного тела к другому, чьи оси не совпадают.

Валы изготавливают сплошными, полыми или частично полыми. Полый канал уменьшает массу вала, его используют для сокращения габаритов, размещения соосного вала, деталей управления, подачи смазки или воздуха, установки фиксаторов, пр.

Оси делятся на две группы:

- вращающиеся в опорах с насаженными на них деталями;
- неподвижные оси, являющиеся при этом опорами.

Валы и оси соединяются с деталями при помощи соединений (шпоночный, шлицевых, пр.). Поэтому на валах и осях обычно расположены шпоночные пазы, проточки, радиусные галтели*, канавки (для выхода инструмента), пр. Для осевого фиксирования деталей на валах и осях выполняют упорные буртики или заплечики (рис. 5.1), резьбовые соединения, фиксаторы. Валы могут иметь наружные канавки для подачи смазки (прямые, кольцевые, винтовые), внутренние осевые сверления для подачи смазки через радиальные к ним отверстия, реже косые цилиндрические сверления для адресной подачи смазки в конкретную зону.

В торцах валов часто выполняют центровочные отверстия, позволяющие устанавливать вал в центрах для контрольных операций, балансировки и ремонтных работ.

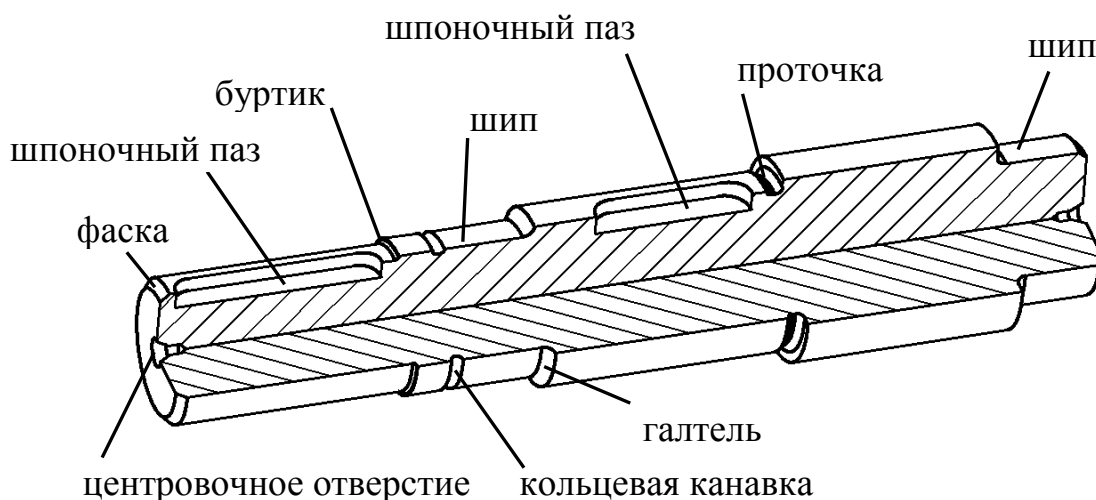


Рис. 5.1. Элементы ступенчатого вала

Участки валов, лежащие в опорах, называются *цапфами*. Концевые цапфы называются *шипами*, промежуточные – *шейками*. Концевая цапфа, которая предназначена для восприятия осевой нагрузки, называется *пятой*, а опора на пяте – *подпятником*.

Валы являются сильно нагруженными и ответственными деталями. При расчете вал обычно рассматривают, как условную балку круглого поперечно-

* *Галтель* – это переходная поверхность между цилиндрическими поверхностями разного диаметра. *Фаска* – это элемент конструкции вала, предназначенный для облегчения насадки деталей, избежания травм, пр.

го сечения, лежащую на двух (или более) опорах (с консолями и без). Оси испытывают воздействие изгибающих и перерезывающих сил, а валы дополнительно испытывают действие крутящих моментов от ведущих звеньев, либо от приводных устройств (двигателей).

Нагрузки на вал определяют либо расчетным путем, либо экспериментально. Опоры условно считают жесткими, т. е. недеформируемыми. Силы, кроме распределенных, прилагают в некоторых условных точках, пренебрегая размерами площади контакта.

Виды расчетов валов и осей: ориентировочный (предварительный) расчет диаметра по заниженным допускаемым касательным напряжениям, расчет на сложное сопротивление, расчет на выносливость, расчет на жесткость, расчет на колебания [3].

Предварительный расчет вала на прочность. Этот расчет необходим для выполнения эскиза вала и последующих расчетов. Основные нагрузки на валы – это силы от передач. Нагрузки на передачи (внешние и внутренние) заменяются эквивалентными силами, как правило, сосредоточенными. Постоянные по величине и направлению силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах – напряжения, изменяющиеся по знакопеременному симметричному циклу. Вращающиеся вместе с осями и валами постоянные нагрузки, например от неуравновешенности вращающихся деталей, вызывают постоянные напряжения. Расчет на прочность, как правило, выполняется по известному значению крутящего момента при заниженных значениях допускаемых касательных напряжений при кручении (так как при этом не учитывается действие изгибающих моментов). Для сплошных круглых валов

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 [\tau_{кр}]}} ,$$

где T – крутящий момент в расчетном сечении вала; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение на кручение (для стальных валов $[\tau_{кр}] = 10 \div 30$ МПа).

Расчет валов на сложное сопротивление. В этом виде расчета исходят из реальной конструкции вала или оси. В самом начале составляется упрощенная расчетная схема. Действующие на вал нагрузки, обусловленные наличием зубчатых передач, обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости, за одну из которых выбирают плоскость действия одной из сил. Строят две расчетные схемы для разных плоскостей. Осевую силу F_a , действующую в горизонтальной плоскости, заменяем сосредоточенным моментом M' , действующим в этой же плоскости. Расчетные схемы представляют собой схему балки на двух шарнирных опорах, одна из которых подвижна, а другая неподвижна. Определяют реакции в опорах на основе уравнений статики о равновесии тела на плоскости. Затем строят эпюры изгибающих и кру-

тящих моментов. Для определения результирующего момента изгибающие моменты M_x и M_y во взаимно перпендикулярных плоскостях складывают геометрически по формуле $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.

Эквивалентный момент, учитывающий изгибающие и крутящий моменты, рассчитывается по следующей формуле

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + k \cdot T^2},$$

где k – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи.

Опасное сечение определяется эпюрами моментов, размерами сечений вала и наличием концентраторов напряжений.

Для опасных сечений производится расчет вала на совместное действие изгибающих и крутящих моментов:

- проверочный

$$\sigma_{\text{экв}} = M_{\text{экв}} / (0.1 \cdot d^3) \leq [\sigma_{\text{и}}];$$

- проектировочный

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot M_{\text{экв}} / [\sigma_{\text{и}}]} > d_k,$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – приведенное (эквивалентное) напряжение для опасного сечения вала; d – диаметр вала в опасном сечении; $0.1 \cdot d^3$ – момент сопротивления сечения вала при изгибе; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб; d_k – диаметр вала, принятый конструктивно.

Расчет вала на выносливость. На этом этапе расчета учитываются все основные факторы, которые влияют на прочность вала, а именно: характер напряжения, статические и усталостные характеристики материалов, концентраторы напряжений, состояние поверхности вала и поверхностное упрочнение. Чтобы учесть все эти факторы конструкция вала должна быть полностью известна. Расчет на сопротивление выносливости заключается в том, что для каждого опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса прочности n и сравнивают его с допускаемым коэффициентом запаса прочности $[n]$ ($n > [n]$). Поэтому расчет вала на выносливость носит проверочный характер.

Расчет на жесткость. Валы должны быть достаточно жесткими для правильной работы передач и подшипников. Жесткость на изгиб осей и валов обеспечивает равномерное распределение давления по длине контактных линий зубьев зубчатых колес, равномерное распределение давления по длине контактных поверхностей подшипников скольжения, отсутствие недопустимого перекоса колец шарикоподшипников. Для оценки степени жесткости осей и валов рассчитывают действительные параметры w_{max} и θ_{max} и сравни-

вают их с допускаемыми. $w_{\max}$ и $\theta_{\max}$ определяют по соответствующим формулам сопротивления материалов.

Расчет на колебания. Колебания осей и валов могут быть вызваны силами от неуравновешенности установленных на них деталей, частота действия этих сил равна частоте вращения осей и валов. В этом случае возникает явление резонанса, которое сопровождается резким ростом амплитуд колебаний оси или вала и может достигнуть такой величины, при которой ось или вал разрушаются.

Расчет осей и валов на изгибные колебания заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установившемся режиме работы.

2. Муфты

Муфтами называются устройства для соединения валов, концы которых подходят один к другому вплотную или разведены на небольшое расстояние. Муфты при этом передают крутящий момент от одного вала ко второму. Существуют механические, электромагнитные и гидродинамические муфты. Далее будут рассмотрены механические муфты. Механические муфты стандартизованы и подбираются по посадочному диаметру на вал и по передаваемому крутящему моменту с учетом коэффициента безопасности.

Различают *постоянные* и *сцепные* механические муфты. Первые предназначены для постоянного соединения ведущего и ведомого валов и не допускают их разобщения в процессе эксплуатации. Сцепные муфты дают возможность соединять и разъединять ведущий и ведомый валы при непрерывном вращении ведущего, ограничивают величину передаваемого крутящего момента (уменьшают динамические нагрузки, предохраняют детали от перегрузок), позволяют передавать вращение только в одну сторону и т. п.

Постоянные муфты делятся на *глухие* и *компенсирующие* муфты.

2.1. Глухие муфты

Глухие муфты являются простейшими механическими муфтами и предназначены для соединения концов валов, оси которых совпадают с высокой точностью. При этом муфта с валами соединяется при помощи шпоночных и шлицевых соединений. К глухим муфтам относятся *втулочная* и *фланцевая* муфты.

Втулочная муфта представляет собой цельную втулку, которая насаживается и закрепляется (коническими штифтами) на концах соединяемых валов. Достоинства втулочной муфты: простота конструкции, дешевизна. Недостатки: при монтаже требуются большие смещения в осевом направлении, точное совмещение валов. Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт, которые насаживаются на концы валов и соединяются между собой болтами. Болты во фланцевых муфтах могут быть установлены как с зазором, так и без. Фланцевые муфты могут передавать значительные моменты, имеют простую

конструкцию, могут воспринимать ударные нагрузки.

2.2. Компенсирующие муфты

Если оси соединяемых валов не совпадают (в связи с неточностями изготовления, монтажа и упругими деформациями), то применение глухих муфт для их соединения приводит к деформированию этих валов и дополнительному нагружению опор. Поэтому в этом случае применяют компенсирующие муфты, которые делятся на *упругие* и *жесткие*. Они позволяют компенсировать вредное влияние несоосности валов за счет:

- подвижности жестких деталей в жестких муфтах;
- деформации упругих деталей в упругих муфтах.

В общем случае существует три вида отклонения от номинального расположения концов валов (рис. 5.2):

- *продольное (осевое) отклонение*;
- *радиальное отклонение* – эксцентриситет;
- *угловое отклонение* – перекос.

Несоосность валов – это комбинация указанных отклонений от номинального положения (рис. 5.2,д).

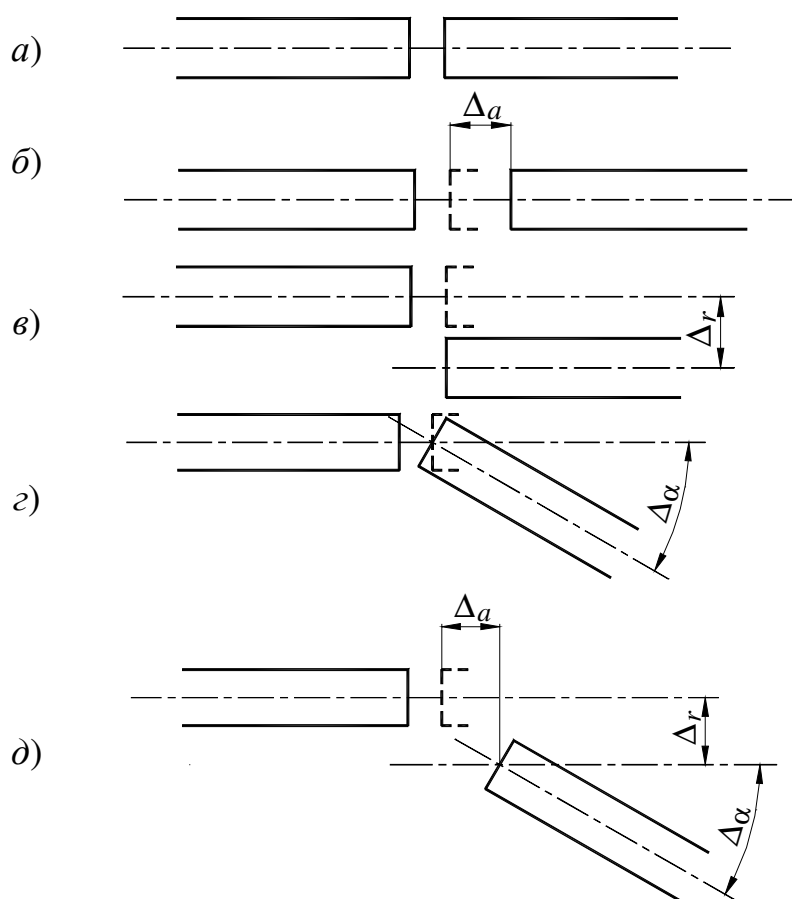


Рис. 5.2. Возможные отклонения соединяемых валов:

- а) номинальное положение; б) осевое отклонение Δa ; в) радиальное отклонение Δr ;
г) угловое отклонение $\Delta \alpha$; д) комбинированное отклонение.

2.2.1. Жесткие компенсирующие муфты

Среди жестких компенсирующих муфт наибольшее распространение получили кулачково-дисковая и зубчатая муфты.

Кулачково-дисковая муфта (рис. 5.3) состоит из двух полумуфт (на рисунке обозначены позициями 1 и 3 и промежуточного диска 2. На фланцах полумуфт предусматривают по одному диаметральному пазу, а на диске – по одному выступу с каждой стороны, которые расположены крестообразно под углом 90°. Паза образуют направляющие для выступов, обеспечивающих передачу крутящего момента, но вместе с тем допускающих возможность относительных радиальных смещений полумуфт и диска.

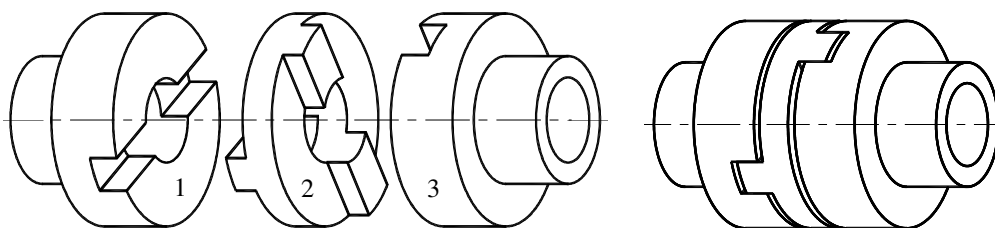


Рис. 5.3. Кулачково-дисковая муфта:
1,3 – полумуфты; 2 – промежуточный диск

Зубчатая муфта состоит из двух втулок с внешними зубьями и надетой на них обоймы с внутренними зубьями. Зубчатые втулки насаживают на концы соединяемых валов. Обоймы стягивают винтами. Муфта может компенсировать линейные и угловые погрешности.

Достоинства жестких компенсирующих муфт: большая несущая способность; большая надежность при малых габаритах; допускает значительные частоты вращения.

2.2.2. Упругие компенсирующие муфты

В упругих муфтах усилие между полумуфтами передается через упругие элементы, которые могут быть металлическими (стальные пружины) или неметаллическими (обычно резиновые). К основным достоинствам упругих компенсирующих муфт относятся: способность амортизировать толчки и удары; демпфировать колебания и предупреждать резонанс; разгружать отдельные элементы привода от периодически изменяющихся возмущающих моментов, действующих на вращающиеся массы исследуемого агрегата.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух фланцев, соединенных стальными пальцами через резиновые элементы. Эти муфты очень широко используются в машиностроении (например, в приводах от электродвигателей) так как обладают следующими достоинствами: простота изготовления, простота конструкции упругих элементов, удобство замены упругих элементов.

Упругая муфта состоит из двух полумуфт фланцевого типа с тремя или четырьмя торцовыми кулачками каждая. Эти полумуфты соединяются при

помощи промежуточного тела – звездочки, которая является упругим элементом и изготавливается из резины.

3. Опоры валов и осей

Нагрузки, действующие на вращающиеся детали, передаются через валы и вращающиеся оси на опоры. Опорами в этом случае являются **подшипники**. Т. е. подшипники обеспечивают заданное положение валов и вращающихся осей в пространстве и дают им возможность свободного вращения или качания. Кроме осей и валов, подшипники могут поддерживать вращающиеся вокруг своих осей детали, например шкивы, шестерни, пр.

По виду воспринимаемой нагрузки подшипники различают [4]:

- *радиальные* (рис. 5.4,а) – предназначены для восприятия радиальных нагрузок F_r , перпендикулярных к оси вала;
- *упорные* (рис. 5.4,б) – предназначены для восприятия осевых нагрузок F_a ;
- *радиально-упорные* (рис. 5.4,в) – воспринимают радиальную F_r и осевую F_a нагрузки;
- *упорно-радиальные* – воспринимают преимущественно осевую F_a и незначительную радиальную F_r нагрузки.

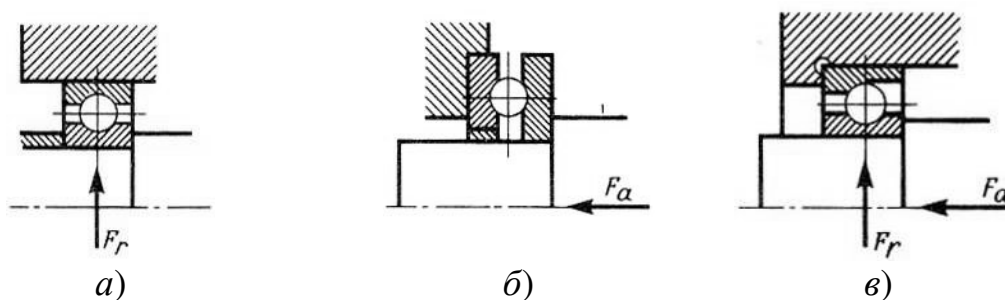


Рис. 5.4. Виды нагрузок воспринимаемые подшипниками:
а) радиальные; б) упорные; в) радиально-упорные

По виду трения бывают *подшипники скольжения* и *подшипники качения*. Последние получили большее распространение в силу следующих *преимуществ*: меньшие потери на трение; меньшие осевые габариты; менее требовательны к уходу, к материалу и к термической обработке валов; большая несущая способность на единицу ширины подшипника; значительно меньший расход цветных металлов и смазочных материалов.

Однако следует отметить также и их *недостатки*: повышенные радиальные габариты; высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы; высокая стоимость при мелкосерийном производстве уникальных подшипников; меньшая способность демпфировать колебания; отсутствие разъемных конструкций подшипников.

3.1. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, рабо-

тающие в условиях относительного трения скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника, разделенных слоем смазки достаточной толщины.

По виду трения подшипники скольжения делят на:

- *подшипники сухого трения* (работают на твердых смазочных материалах, на первоначальной пропитке смазкой или без нее);
- *подшипники граничного (полужидкостного) трения*;
- *подшипники жидкостного трения*;
- *подшипник с газовой смазкой*.

Подшипники скольжения размещаются в автономных корпусах, либо встроены в общую конструкцию машины без формирования отдельного узла. Подшипники состоят из корпуса, подшипниковых втулок (вкладышей), поддерживающих вал, а также смазывающих и защитных устройств. Бывают разъемные и неразъемные подшипники скольжения.

Подшипники скольжения, в основном, применяются для валов очень большого диаметра (когда нет стандартных подшипников качения), при ударных и вибрационных нагрузках (масло выступает в роли демпфера), для тихоходных осей и валов неответственных механизмов (в силу простоты и дешевизны подшипников скольжения), если требуется разъемная конструкция и пр.

3.2. Подшипники качения

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие тела качения [3].

Подшипники качения являются наиболее широко стандартизированной группой деталей в международном масштабе и централизованно изготавливаемой в массовом производстве.

Подшипники качения (рис. 5.5) состоят из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения 3, сепаратора 4, которые разделяют и направляют тела качения. В некоторых подшипниках одно или оба кольца могут отсутствовать. В них тела качения катятся непосредственно по канавкам вала или корпуса.

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипников качения, имеют корпуса с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные и смазочные устройства.

По форме тел качения подшипники различают:

- *шариковые*;
- *роликовые* (короткоцилиндрические; цилиндрические удлиненные; цилиндрические удлиненные с навивкой; конические; бочкообразные цилиндрические и конические; игольчатые, пр.).

Роликовые подшипники в сравнении с шариковыми имеют меньшие радиальные габариты, большую нагрузочную способность, меньшие потери на трение и износ. Однако они не могут воспринимать осевые нагрузки и плохо работают при перекосах вала.

По признаку самоустанавливаемости подшипники делят на:

- *несамоустанавливающиеся* – все, кроме сферических;
- *самоустанавливающиеся* – сферические (рис. 5.5,ж).

По количеству рядов тел качения:

- *однорядные*;
- *двухрядные* (рис. 5.5,е,ж).

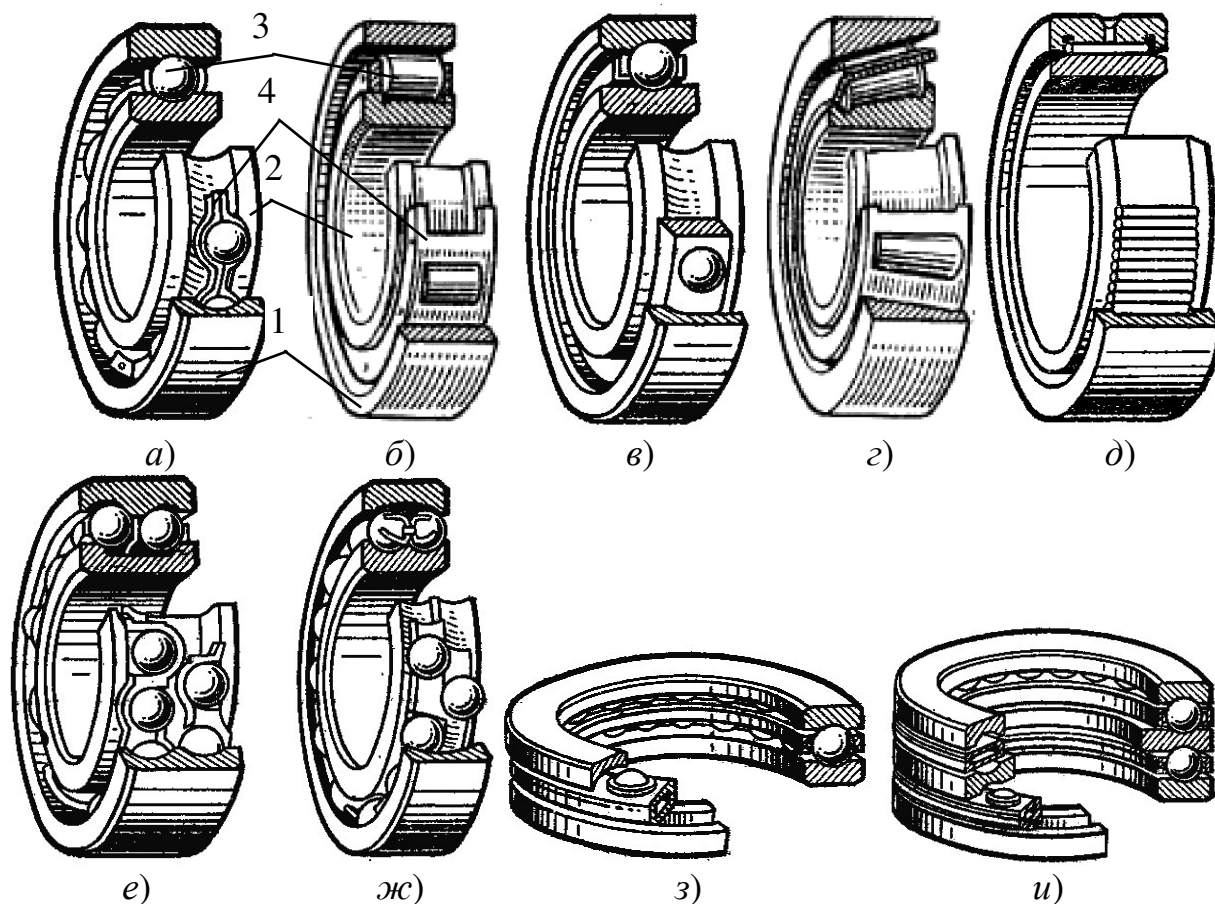


Рис. 5.5. Основные типы подшипников качения:

- 1 – внешнее кольцо; 2 – внутреннее кольцо; 3 – тело качения; 4 – сепаратор;
- а) шариковый радиальный; б) роликовый радиальный;
- в) шариковый радиально-упорный; г) конический радиально-упорный;
- д) игольчатый радиальный; е) шариковый радиальный двухрядный; ж) сферический;
- з) шариковый упорный; и) шариковый упорный двухрядный

Радиальные однорядные шариковые и роликовые подшипники (рис. 5.5,а,б) наиболее простые и дешёвые.

Подшипники радиально-упорные шариковый и роликовый конический (рис. 5.5,в,г) воспринимают радиальную и одностороннюю осевую нагрузку.

Подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический (рис. 5.5,ж) имеет сферическую поверхность внутри наружного кольца, т. е. по беговой дорожке.

Подшипник шариковый упорный (рис. 5.5,з) предназначен для восприятия больших односторонних осевых нагрузок.

Подшипники качения подбирают по требуемому посадочному диаметру

вала и динамической грузоподъемности C при $n \geq 10$ об/мин или статической грузоподъемности C_0 при $n < 10$ об/мин.

При расчете подшипников на долговечность по динамической грузоподъемности проверяют выполнение условия:

$$C \geq [C] = P^\alpha \sqrt{L},$$

где C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника*, Н; $[C]$ – допускаемое значение динамической грузоподъемности; α – показатель (для шариковых подшипников $\alpha=3$, для роликовых – $\alpha=10/3$); P – эквивалентная сила, действующая на подшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н; X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце и $V = 1.2$ – при наружном); K_δ – коэффициент безопасности; K_T – температурный коэффициент; L – ресурс подшипника, млн. оборотов:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6},$$

где L_h – срок службы в часах.

Вопросы для самоконтроля:

1. Для чего предназначены валы и оси?
2. Какие нагрузки испытывают валы и оси?
3. Что такое фаска, галтель, цапфа, шип, шейка, уступ?
4. Какие используются формы цапф валов под подшипники?
5. Как рассчитывают валы и оси?
6. Для чего предназначены муфты и как они классифицируются?
7. Для чего предназначены глухие и упругие муфты?
8. Какие бывают неточности установки осей валов?
9. Для чего предназначены компенсирующие муфты?
10. Для чего предназначены предохранительные муфты?
11. Для чего предназначены опоры валов и осей?
12. Из каких деталей состоит подшипник?
13. Какие бывают подшипники по виду трения?

* Паспортная динамическая грузоподъемность – это такая постоянная сила, которую подшипник может выдержать в течении 1 миллиона оборотов без разрушения (возникновения усталостного выкрашивания, разрушения сепараторов, пр.) не менее чем у 90 % партии испытываемых подшипников.

14. *Какие бывают подшипники по воспринимаемым нагрузкам?*
15. *Какие бывают формы тел качения?*
16. *Что такое динамическая грузоподъемность подшипника?*
17. *Где применяются подшипники скольжения?*
18. *Какие достоинства и недостатки подшипников скольжения?*
19. *Какие достоинства и недостатки подшипников качения?*
20. *Как рассчитывают подшипники качения?*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Гречко Л. П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2000. – 219 с.
3. Гузенков П. Г. Детали машин: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 1986. – 359 с.
4. Заблонский К. И. Прикладная механика. Учебн. пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1979. – 280 с.
5. Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
6. Мовнин Основы технической механики.
7. Решетов Д. Н. Детали машин. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1974. – 642 с.
8. Сопротивление материалов / Под ред. Писаренко Г. С. – Киев: Вища школа, 1986. – 775 с.