

И. И. Гольдин

# ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,  
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Одобрено Ученым советом  
Государственного комитета СССР  
по профессионально-техническому образованию  
в качестве учебного пособия  
для средних профессионально-  
технических училищ



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1986

ББК 30.12  
Г63  
УДК 621.01

Рецензент —

Г. Б. Соскин (преподаватель среднего ПТУ № 30, г. Москва)

**Гольдин И. И.**

Г63 Основные сведения по технической механике:  
Учеб. пособие для сред. ПТУ. — 3-е изд., перераб.  
и доп. — М.: Высш. шк., 1986. — 95 с.: ил. —  
(Профтехобразование).

Включены основные сведения о кинематике механизмов, различных видах передач, деталях машин и грузоподъемных устройствах. Приведены основные понятия о сопротивлении материалов и видах деформаций.

Третье издание (2-е — в 1980 г.) расширено за счет увеличения числа заданий на систематизацию и обобщение материала.

Г  $\frac{2105000000-327}{052(01)-86}$  14—86

ББК 30.12  
605

© Издательство «Высшая школа», 1980

© Издательство «Высшая школа», 1986, с изменениями

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы предусмотрено обеспечить коренную реконструкцию и опережающее развитие машиностроения за счет внедрения автоматических линий, многооперационных станков с числовым программным управлением, робототехнических, роторных и роторно-конвейерных комплексов. Обслуживание высокопроизводительных машин и оборудования требует от квалифицированного рабочего широких технических знаний, среди которых существенное место занимают знания о принципах действия механизмов станков, приборов и других механических устройств.

Изучение конкретного оборудования, связанного с определенной рабочей профессией, и последующая работа на таком оборудовании будут более эффективны, если предварительно ознакомиться с основами общей науки о машинах — элементами технической механики. Техническая механика тесно связана с механикой теоретической (ее элементарные основы — статику, кинематику, динамику материальной точки — изучают в курсе физики неполной средней школы) и использует ее выводы для решения практических задач по расчету и конструированию различных механических устройств.

Настоящее пособие состоит из трех частей. В первой части «Основные сведения о механизмах и машинах» приведен материал по кинематике наиболее распространенных механизмов — механических передач и преобразователей движения. Вторая часть «Основные сведения о сопротивлении материалов» знакомит учащихся с сопротивлением конструкционных материалов действию статических и динамических нагрузок. В ней рассматриваются различные виды деформаций и показывается применение законов механики при простейших расчетах элементов машин на прочность. Заключительная часть пособия «Основные сведения о деталях машин» раскрывает

назначение и конструктивные особенности наиболее распространенных типовых деталей машин и их соединений.

Части разделены на главы, в каждую из которых включены упражнения и вопросы для повторения изученного материала. Типовые задачи, приведенные в пособии, даны с развернутыми решениями, в которых используется Международная система единиц (СИ). В приложении в конце книги наряду с единицами СИ, применяемыми для решения задач по механике, приведены краткие сведения и о внесистемных единицах, поскольку в ряде специальных учебников и справочников еще могут встретиться другие, применявшиеся ранее единицы измерения физических величин.

*Автор*

# ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

## ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

### ГЛАВА I

#### ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О КИНЕМАТИКЕ МЕХАНИЗМОВ

##### § 1. Механизм и машина

Разнообразные механические устройства, создаваемые человеком, можно разделить на две большие группы. К первой группе относятся устройства, части которых не могут совершать движений одна относительно другой (если не считать незначительных перемещений при деформациях); ко второй — такие устройства, части которых находятся в движении одна относительно другой.

Устройствами первой группы являются сооружения — здания, мосты, телевизионные вышки, радиомачты, резервуары для жидкостей или газов и т. п. К устройствам второй группы относятся механизмы и машины.

Механизмом называют систему подвижно связанных между собой тел, совершающих под действием приложенных к ним сил определенные, заранее заданные движения. Например, части тисков соединены так, что при вращении рукоятки подвижная губка будет перемещаться поступательно. Совсем другой механизм лежит в основе измерительного прибора — индикатора: поступательное перемещение измерительного стержня вызывает вращательное движение стрелки прибора.

Тела, составляющие механизм, называют звеньями. В любом механизме есть подвижные и неподвижные звенья. Подвижное звено, движение которому сообщается приложением внешних сил, называют *ведущим*; подвижное звено, воспринимающее движение от ведущего, называют *ведомым*. Например, в тисках рукоятка является ведущим звеном, подвижная губка — ведомым. Неподвижная губка вместе с корпусом образует неподвижное звено.

Иногда механизмы имеют самостоятельное применение, но чаще они являются кинематической основой машины. *Машина* — это один или несколько связанных между собой механизмов, предназначенных или для преобразования энергии одного вида в энергию другого вида (машины-двигатели и машины-генераторы), или для выполнения полезной механической работы (машины-орудия)\*.

*Машины-двигатели и машины-генераторы* (или энергетические машины) — это электрические двигатели, преобразующие электрическую энергию в механическую, двигатели внутреннего сгорания, преобразующие химическую энергию в механическую, гидравлические турбины, преобразующие механическую энергию движущейся воды в механическую энергию вращающегося вала турбины, электрические генераторы, преобразующие механическую энергию вращающегося вала в электрическую энергию.

К *машинам-орудиям* относят *технологические* (сельскохозяйственные машины, молоты, прессы, прокатные станы, металлорежущие станки), а также *транспортные* (конвейеры, насосы, лифты) машины. Технологические машины преобразуют (обрабатывают) материалы, а транспортные их перемещают.

## **§ 2. Кинематические пары и кинематические схемы механизмов**

Чтобы разобраться в устройстве любого механизма, надо рассматривать не отдельно взятые звенья, а характер их соединения. При этом следует определять лишь кинематические возможности звеньев (т. е. их способность совершать определенные движения), не принимая во внимание конструктивные особенности. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называют *кинематической парой*. Соединения могут быть конструктивно выполнены различно (рис. 1, *а—в*), но их кинематические возможности будут совершенно одинаковы — это поступательные кинематические пары.

При изображении на схемах механизмов и их составных частей — звеньев и кинематических пар — пользуются стандартными условными обозначениями по

---

\* Термин «машина» в последнее время стали также относить к устройствам, служащим для преобразования информации, — ЭВМ (в настоящем пособии они не рассматриваются).

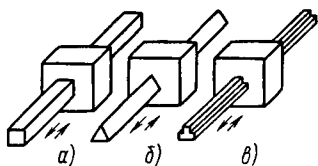


Рис. 1. Поступательные кинематические пары с квадратными (а), треугольными (б) и Т-образными (в) сечениями стержня и сопряженного с ним отверстия

ГОСТ 2.770—68. Изобразим кинематическую схему двигателя внутреннего сгорания, упрощенная конструкция которого показана на рис. 2, а. Ведущим звеном в этом случае является поршень 1, движение которому сообщает внешняя сила — сила давления газа. Поршень совершает возвратно-поступательное движение относительно стенок неподвижного цилиндра 2, а ведомое звено

(вал 5 с кривошипом 4) — вращательное движение. Между ведущим и ведомым звеньями находится промежуточное звено — шатун, совершающий сложное движение.

С кинематической точки зрения конкретный конструктивный элемент — поршень — можно обобщенно назвать ползуном. Вместе со стенками цилиндра, являющимися направляющими, ползун образует поступательную кинематическую пару, которая условно изображается так, как показано на рис. 2, б. Вал с кривошипом, совершающие вращательное движение относительно неподвижной опоры, образуют вращательную кинематическую пару, схематическое изображение которой показано на рис. 2, в. Шатун — это стержень, один конец которого шарнирно связан с поршнем, а другой — с кривошипом

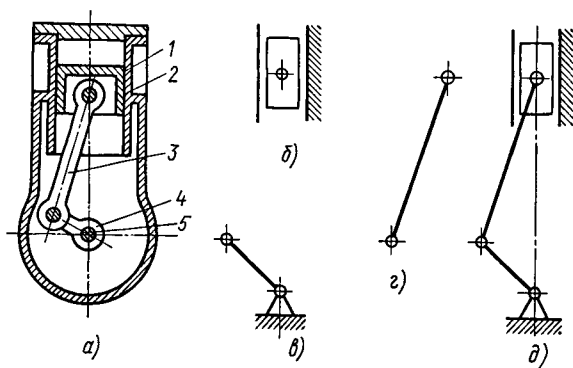


Рис. 2. Этапы построения кинематической схемы двигателя внутреннего сгорания

(рис. 2, г). Объединив отдельные изображения кинематических пар и звеньев в единое целое, получим кинематическую схему механизма двигателя (рис. 2, д), в котором три звена (ползун, шатун и кривошип) являются подвижными и одно — неподвижным, образованным стенками цилиндра и неподвижной опорой вала (являясь самостоятельными конструктивными элементами механизма, они едины в кинематическом отношении). Кинематических пар в этом механизме четыре — три вращательные и одна поступательная.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Определите функции (сооружение, механизм, машина и ее виды) элементов, указанных на схеме (рис. 3).

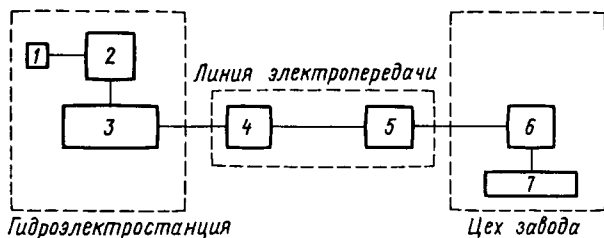


Рис. 3.

1 — счетчик оборотов, 2 — гидротурбина, 3 — генератор, 4 и 5 — трансформаторы, 6 — электродвигатель, 7 — сверлильный станок

2. Дайте функциональное определение устройству, которое называется ветряной мельницей.

3. В чем отличие механизма от машины?

4. Почему в механизме обязательно должно быть неподвижное звено?

4. Предложите в дополнение к рис. 1 свои варианты конструкций поступательных кинематических пар.

6. Изобразите кинематическую схему механизма перемещения губки слесарных (или машинных) тисков.

## ГЛАВА II

### ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

#### § 3. Классификация механических передач

Из школьного курса физики известно, что мощность  $P$  при равномерном вращении прямо пропорциональна произведению вращающего момента  $T$  на угловую скорость  $\omega$  или частоту вращения  $n$ . Следовательно, могут



существовать несколько двигателей одного типа (например, электрических), имеющих одну и ту же мощность, но отличающихся вращающим моментом и угловой скоростью (или частотой вращения). В большинстве случаев целесообразнее использовать быстроходные двигатели (с большой угловой скоростью): у них меньшие габаритные размеры и более высокий к.п.д., однако вращающий момент на валу небольшой.

Для выполнения полезной работы угловая скорость вала машины-орудия, как правило, должна быть значительно ниже угловой скорости вала двигателя, но вращающие моменты требуются большие. Поэтому очевидно, что в большинстве случаев непосредственная связь валов двигателя и рабочей машины невозможна и между ними необходимо расположить механизм для преобразования вращающих моментов и угловых скоростей, который носит название механической передачи.

Механические передачи классифицируют:

по взаимному расположению ведущего и ведомого валов в пространстве — передачи между валами, геометрические оси которых параллельны, пересекаются или скрещиваются;

по принципу передачи движения — передачи трением и передачи зацеплением;

по способу контакта между ведущим и ведомым звеньями — передачи с непосредственным касанием и передачи с гибкой связью.

#### § 4. Передаточное отношение

Важнейшей характеристикой любой передачи является передаточное отношение  $u^*$ , которое показывает, во сколько раз угловая скорость  $\omega$  (или частота вращения  $n$ ) ведущего вала передачи больше или меньше угловой скорости (или частоты вращения) ее ведомого вала. Если обозначить параметры ведущего звена передачи индексом 1, а ведомого — индексом 2, то передаточное отношение

$$u_{1-2} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2.$$

Передаточные отношения в передачах различных типов (фрикционной, ременной, зубчатой, червячной),

---

\* По ранее действовавшим стандартам передаточное отношение обозначалось буквой  $i$ .

о чем будет сказано далее, выражаются через отношения диаметров дисков (катков), шкивов, чисел зубьев зубчатых колес, т. е. соответствующих параметров ведущего и ведомого звеньев (конструктивных элементов) передач.

## § 5. Преобразование вращающих моментов в передачах

Как уже было отмечено, между двигателем и машиной-орудием обычно необходима механическая передача. Если для упрощения не учитывать потери энергии в передаче (ее в таком случае называют идеальной), то подводимую и отводимую мощности можно считать равными. Присвоив ведущему валу передачи, связанному с двигателем, индекс 1, а ведомому, связанному с машиной-орудием, индекс 2, можно это равенство записать так:  $P_1 = P_2$ ; отсюда  $T_1\omega_1 = T_2\omega_2$  (или  $T_1n_1 = T_2n_2$ ), следовательно,  $T_2/T_1 = \omega_1/\omega_2$  (или  $T_2/T_1 = n_1/n_2$ ). Поскольку правые части двух последних выражений являются передаточным отношением, то можно сделать вывод, что

$$u_{1-2} = T_2/T_1.$$

Следовательно, в идеальной передаче (без потерь энергии) изменение угловой скорости (или частоты вращения) обратно пропорционально изменению вращающих моментов.

Обычно бывает нужно определить момент  $T_2$  на ведомом валу передачи при известных моменте  $T_1$  на ведущем валу и передаточном отношении  $u_{1-2}$ . Очевидно, что без учета потерь энергии  $T_2 = T_1 u_{1-2}$ . С учетом этих потерь  $T_2 = T_1 u_{1-2} \eta$ , где  $\eta$  — к.п.д. передачи.

При  $u_{1-2} > 1$  передача называется понижающей (редуктором). В этом случае  $\omega_2 < \omega_1$ ;  $n_2 < n_1$ ;  $T_2 > T_1$ . При  $u_{1-2} < 1$  передача называется повышающей (мультипликатором). В этом случае  $\omega_2 > \omega_1$ ;  $n_2 > n_1$ ;  $T_2 < T_1$ .

### Упражнения и контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют механические передачи? Как в соответствии с этими признаками назвать передачи в велосипеде, сверлильном станке, механизме переключения частот вращения шпинделя в токарном станке?

2. Передаточное отношение  $u_{1-2} = 3$ . Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью?

3. Передаточное отношение  $u_{1-2} = 1/3$ . Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью?

4. Частота вращения ведущего вала передачи  $n_1 = 1000$  об/мин, передаточное отношение  $u_{1-2} = 4$ . Определить частоту вращения  $n_2$  ведомого вала передачи.

5. Частота вращения ведомого вала передачи  $n_2 = 500$  об/мин, передаточное отношение  $u_{1-2} = 2$ . Определить частоту вращения  $n_1$  ведущего вала передачи.

6. Частота вращения ведущего вала передачи  $n_1 = 1200$  об/мин, а ведомого —  $n_2 = 400$  об/мин. На каком валу передачи вращающий момент больше? Во сколько раз?

7. С какой целью в машинах применяют понижающие передачи? Приведите пример.

8. С какой целью в машинах применяют повышающие передачи? Приведите пример.

### ГЛАВА III

#### ПЕРЕДАЧИ МЕЖДУ ВАЛАМИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ОСЯМИ

##### § 6. Ременная передача

Передача плоским ремнем (плоскоременная) состоит из двух гладких шкивов и охватывающего их ремня (рис. 4). Шкивы жестко закреплены на ведущем и ведомом валах. Натяжение ремня обеспечивает на участках контакта со шкивами возникновение сил трения. При вращении ведущего шкива 1 за счет сил трения дополнительно натягивается одна из ветвей ремня, называемая ведущей; опять же ввиду наличия сил трения она вращает ведомый шкив 2.

Для определения передаточного отношения ременной передачи условно представим, что ремень не вытягивается и не проскальзывает на шкивах. Такое допущение значительно упростит наши рассуждения и не внесет существенной погрешности в расчеты. Как известно, линейная скорость (м/с) любой точки, лежащей на поверхности вращающегося тела (в нашем случае ведущего шкива),  $V_1 = \pi D_1 n_1 / 60$  или  $V_1 = \omega_1 D_1 / 2$ , где  $D_1$  — диаметр шкива, м;  $n_1$  — частота вращения, об/мин;  $\omega_1$  — угловая скорость, рад/с. Следовательно, и любая точка

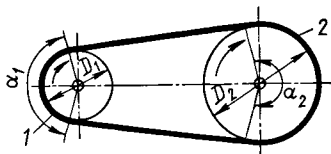


Рис. 4. Схема ременной передачи

ремня, совпадающая с рассматриваемой точкой ведущего шкива, движется с той же линейной скоростью, а значит, и те точки ремня, которые контактируют с ведомым шкивом, и совпадающие с ними точки самого ведомого шкива имеют ту же линейную скорость.

Линейная скорость любой точки ведомого шкива  $V_2 = \pi D_2 n_2 / 60$  или  $V_2 = \omega_2 D_2 / 2$ . Сопоставив формулы линейных скоростей точек ведущего и ведомого шкивов, получим  $D_1 n_1 = D_2 n_2$  или  $D_1 \omega_1 = D_2 \omega_2$ , а значит,  $n_1 / n_2 = D_2 / D_1$  или  $\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1$ . Так как левые части выражений являются передаточным отношением, то можно сделать вывод, что

$$u_{1-2} = D_2 / D_1.$$

Следовательно, *передаточное отношение ременной передачи выражается через отношение диаметров ведомого и ведущего шкивов.*

Углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  (см. рис. 4), соответствующие дугам, по которым касаются ремень и шкив, называют углами обхвата. Поскольку ременная передача передает вращение за счет сил трения между ремнем и шкивом, ее работоспособность существенно зависит от углов обхвата, определяющим из которых является угол обхвата на меньшем шкиве. Его величина в первую очередь зависит от расстояния между центрами шкивов (межосевого расстояния) и передаточного отношения. Практика показала, что передача работает нормально, если угол обхвата не меньше  $120^\circ$ . Это требование выполняется, если соблюдаются следующие условия:  $1/3 \leq u_{1-2} \leq 3$ ; межосевое расстояние не меньше удвоенной суммы диаметров шкивов. Можно обеспечить работоспособность плоскоременной передачи и при больших передаточных отношениях, применив натяжной ролик (рис. 5), который увеличивает угол обхвата на меньшем шкиве.

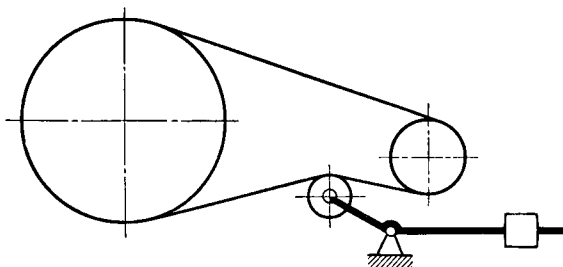


Рис. 5. Схема ременной передачи с натяжным роликом

Более совершенным видом передачи движения гибкой связью является передача клиновым ремнем (клиноремennая). На ободе шкива сделаны канавки, в которые входит ремень, имеющий в поперечном сечении форму трапеции. В этих передачах полезная нагрузка передается за счет сил трения между боковыми поверхностями ремня и канавок шкива. Трапециевидное сечение ремня за счет заклинивания увеличивает его сцепление со шкивом и повышает тяговую способность передачи.

На кинематических схемах ременные передачи имеют соответствующее условное обозначение (рис. 6).

В последнее время стали широко применять передачи зубчатыми ремнями (зубчато-ременные). На рабочей поверхности ремня имеются выступы — зубья, которые входят в зацепление с аналогичными зубьями на шкивах. Такие передачи работают без скольжения, чем обеспечивается постоянство передаточного отношения.

В некоторых случаях применяют более сложную ременную передачу — многоступенчатую (рис. 7),

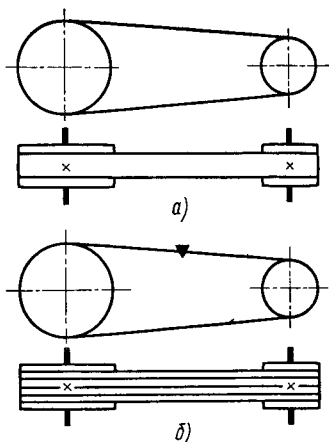


Рис. 6. Условные обозначения передач плоским (а) и клиновым (б) ремнями

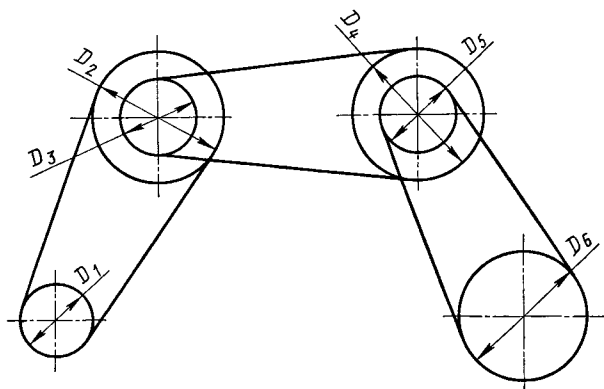


Рис. 7. Схема многоступенчатой ременной передачи

состоящую из нескольких ступеней (пар шкивов). Передаточные отношения отдельных ступеней ( $u_{1-2}$ ,  $u_{3-4}$ ,  $u_{5-6}$ ) выражаются через отношения диаметров ведомых ( $D_2$ ,  $D_4$ ,  $D_6$ ) и ведущих ( $D_1$ ,  $D_3$ ,  $D_5$ ) шкивов. Применительно ко всей передаче  $D_1$  — это диаметр ведущего шкива, а  $D_6$  — ведомого, однако их отношение не будет искомым передаточным отношением всей передачи, так как эти шкивы не связаны единым ремнем. Определим требуемое соотношение, приняв во внимание, что ведущий вал (не шкив) каждой последующей ступени одновременно является ведомым валом предыдущей.

Передаточное отношение первой пары шкивов  $u_{1-2} = n_1/n_2 = D_2/D_1$ , откуда  $n_2 = n_1 D_1/D_2$ .

Передаточное отношение второй пары шкивов  $u_{3-4} = n_3/n_4 = D_4/D_3$ . Так как шкивы диаметрами  $D_3$  и  $D_2$  закреплены на одном валу,  $n_3 = n_2$ , следовательно, частота вращения  $n_4 = n_2 D_3/D_4$ .

Передаточное отношение третьей пары шкивов  $u_{5-6} = n_5/n_6 = D_6/D_5$ , а  $n_5 = n_4$ , следовательно,  $n_6 = n_4 D_5/D_6$ .

Передаточное отношение всей передачи

$$\begin{aligned} u_{1-6} &= n_1/n_6 = \frac{n_1}{n_4 D_5/D_6} = \frac{n_1}{n_2 D_3/D_4 \cdot D_5/D_6} = \\ &= \frac{n_1}{n_1 D_1/D_2 \cdot D_3/D_4 \cdot D_5/D_6} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} = u_{1-2} u_{3-4} u_{5-6}. \end{aligned}$$

Таким образом, *передаточное отношение ременной многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений отдельных ее ступеней.* (Отметим, что этот вывод справедлив для любой многоступенчатой передачи, а не только для ременной.)

## § 7. Фрикционная цилиндрическая передача

Принцип действия фрикционной передачи, так же, как и ременной, основан на использовании сил трения. Простейшая фрикционная передача — цилиндрическая — состоит из двух гладких дисков (катков), прижатых один к другому; в зоне их контакта возникают силы трения. При вращении ведущего диска сила трения, приложенная по касательной к ведомому диску, будет вращать последний. Поскольку работоспособность фрикционной передачи зависит от числовой величины силы трения, при изготовлении таких передач для дисков подбирают соответствующие материалы, при взаимодействии обес-

печивающие высокие коэффициент трения. Для создания необходимого давления между катками применяют специальные нажимные устройства. К достоинствам такой передачи можно отнести относительную простоту конструкции, а к основным недостаткам — большой износ рабочих поверхностей и возможность проскальзывания катков.

Фрикционные цилиндрические передачи в основном применяют в приборах и малонагруженных машинах (электропроигрыватели, швейные машины и др.). Они могут быть как с внешним (рис. 8), так и с внутренним касанием дисков.

*Передаточное отношение фрикционной передачи выражается через отношение диаметров ведомого и ведущего дисков (катков).*

## § 8. Вариаторы

В предыдущих параграфах, где рассматривались две разновидности передач трением — ременная и фрикционная, было отмечено, что если не учитывать незначительного проскальзывания, можно считать передаточное отношение этих передач постоянным. Но существуют передачи, позволяющие в определенных пределах бесступенчато (плавно) изменять передаточное отношение и называемые **вариаторами** (варьировать — значит изменять).

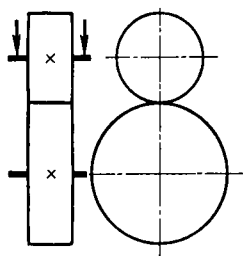


Рис. 8. Условное обозначение фрикционной цилиндрической передачи с внешним касанием (стрелками указывается направление силы нажатия)

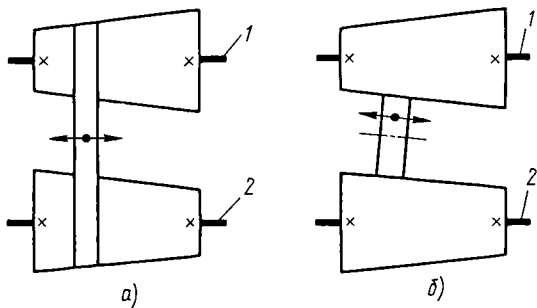


Рис. 9. Схемы вариаторов с ремнем (а) и роликом (б)

Варьировать передаточное отношение можно либо изменяя положение ремня на конических шкивах ременной передачи (рис. 9, а), либо перемещая ролик во фрикционной передаче (рис. 9, б). В обоих случаях ведомый вал 2 будет изменять свою угловую скорость при неизменной угловой скорости ведущего вала 1. В правом крайнем положении ремня или ролика передаточное отношение будет минимальным, в левом крайнем — максимальным.

## § 9. Зубчатая цилиндрическая передача с эвольвентным профилем зубьев

В § 7 была рассмотрена фрикционная передача с гладкими цилиндрическими дисками. Если на этих дисках имеются зубья определенного профиля, расположенные на равном расстоянии один от другого, то передача называется зубчатой цилиндрической (рис. 10).

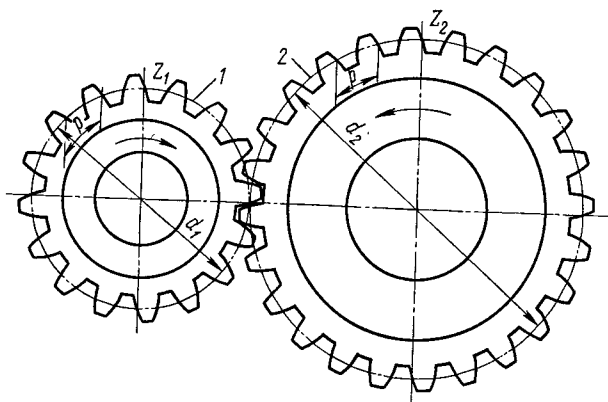


Рис. 10. Зубчатая цилиндрическая передача с наружным зацеплением

При вращении ведущего зубчатого колеса его зубья взаимодействуют с находящимися с ними в контакте (зацеплении) зубьями ведомого колеса, в результате чего оно также начинает вращаться. Наиболее распространены передачи с эвольвентным зацеплением, при котором профили зубьев выполнены по эвольвенте. Такой профиль позволяет зубьям при вращении колес обкатываться друг по другу, вследствие чего зубчатая передача работает плавно, с небольшими потерями энергии на трение.

Зубчатые колеса бывают с прямыми, косыми и шев-



ронными (угловыми) зубьями (рис. 11, *а—в*). Косозубые и шевронные колеса обеспечивают более плавный ход передачи, так как в зацеплении одновременно находится большее число пар зубьев по сравнению с прямозубой передачей. В отличие от ременной и фрикционной передач в зубчатой передаче проскальзывание невозможно, поэтому передаточное отношение, а следовательно, и частота вращения ведомого вала всегда постоянны.

Если при вращении зубчатых колес представить себе в передаче две касающиеся окружности 1 и 2 диаметрами  $d_1$  и  $d_2$  (см. рис. 10), которые катятся одна по другой без скольжения, это позволит распространить на зубчатую передачу основные кинематические закономерности фрикционной передачи. Таким образом, для зубчатой передачи передаточное отношение

$$u_{1-2} = d_2/d_1.$$

Однако воспользоваться приведенным соотношением для практического определения передаточного отношения нельзя, так как диаметры воображаемых окружностей

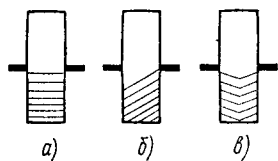


Рис. 11. Условные обозначения зубчатых колес с прямыми (*а*), косыми (*б*) и шевронными (*в*) зубьями

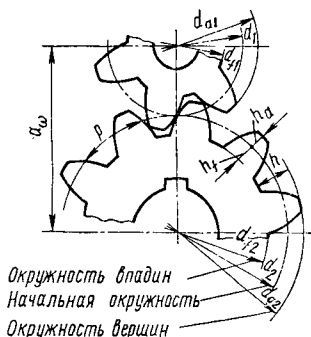


Рис. 12. Элементы зубчатого зацепления

(их называют начальными окружностями) трудно измерить. Поэтому передаточное отношение необходимо выразить через другие, более удобные для измерений или определений величины.

Зацепление зубчатых колес в передаче требует соблюдения основного условия: зуб одного колеса должен точно входить в соответствующую ему при зацеплении впадину другого колеса. Ширину зуба и впадины, а также другие элементы зацепления рассчитывают по так на-

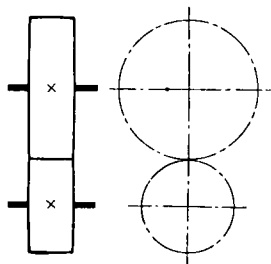


Рис. 13. Условное обозначение зубчатой цилиндрической передачи с наружным зацеплением (показываются только делительные окружности)

зываемым делительным окружностям, на которых основные элементы зубчатого зацепления равны аналогичным теоретическим элементам зуборезного инструмента (вследствие этого делительные окружности используют при расчетах для настройки зуборезного станка).

При изготовлении стандартных зубчатых колес делительная окружность совпадает с начальной. Таким образом, можно сказать, что зубчатое зацепление возможно лишь при равенстве

окружных шагов  $p$ , измеренных по дугам делительных окружностей (рис. 12). (Окружной шаг  $p$  — это длина отрезка дуги делительной окружности, равная длине всей делительной окружности, разделенной на число зубьев  $z$ .) На одном колесе  $p = \pi d_1/z$ , на другом  $p = \pi d_2/z_2$ . Следовательно,  $\pi d_1/z_1 = \pi d_2/z_2$ , откуда  $d_2/d_1 = z_2/z_1$ . Так как  $d_2/d_1 = u_{1-2}$ , то окончательно можно сделать вывод, что

$$u_{1-2} = z_2/z_1.$$

Следовательно, *передаточное отношение зубчатой передачи выражается через отношение чисел зубьев ведомого и ведущего колес.*

Зубчатые цилиндрические передачи могут быть как с наружным (рис. 13), так и с внутренним зацеплением. При наиболее распространенном способе изготовления зубчатых колес методом обкатки зуборезным инструментом число зубьев не может быть меньше 17; в противном случае инструмент будет подрезать основание зуба и ослаблять его\*. Наибольшее число зубьев теоретически ничем не ограничено, однако и здесь есть разумный предел. С учетом этих ограничений установлены номинальные величины передаточного отношения:

$$1/5(1/7) \leq u_{1-2} \leq 5(7).$$

Если иметь в виду наиболее распространенные понижающие передачи (т. е. передачи с  $u_{1-2} > 1$ ), то намного

\* Для предотвращения подрезания применяют корректирование (исправление) зацепления за счет смещения зуборезного инструмента (в этом случае делительная окружность не совпадает с начальной).

увеличить передаточное отношение можно только путем создания многоступенчатых передач. Например, для трехступенчатой зубчатой передачи (рис. 14, а) общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, т. е.  $u_{1-6} =$

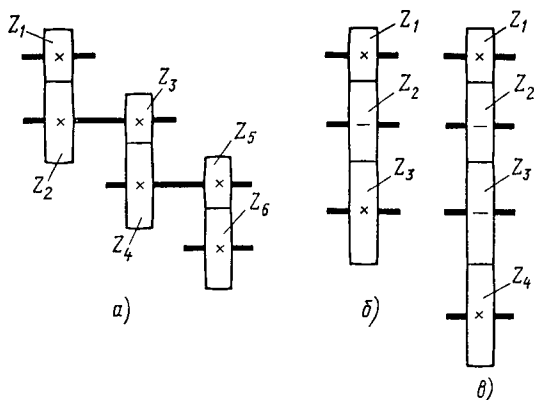


Рис. 14. Схемы трехступенчатой (а), с одним паразитным колесом (б) и с двумя паразитными колесами (в) зубчатых передач

$= u_{1-2} u_{3-4} u_{5-6}$ , где  $u_{1-2} = z_2/z_1$ ;  $u_{3-4} = z_4/z_3$ ;  $u_{5-6} = z_6/z_5$ .

Кроме простых зубчатых передач, состоящих из одной пары колес, и многоступенчатых передач иногда используют зубчатые передачи с промежуточными зубчатыми колесами. Передачу, показанную на рис. 14, б, можно представить как двухступенчатую со ступенями  $Z_1-Z_2$  и  $Z_2-Z_3$ , т. е. считать, что колесо  $Z_2$  для первой ступени ведомое, а для второй — ведущее. В этом случае общее передаточное отношение  $u_{1-3} = z_2/z_1 \cdot z_3/z_2 = z_3/z_1$ . Аналогично передачу, показанную на рис. 14, в, будем считать состоящей из трех ступеней:  $Z_1-Z_2$ ;  $Z_2-Z_3$ ;  $Z_3-Z_4$ . Для нее  $u_{1-4} = z_2/z_1 \cdot z_3/z_2 \cdot z_4/z_3 = z_4/z_1$ .

Передачи, в которых промежуточные зубчатые колеса не изменяют передаточного отношения, применяют в двух случаях: 1) межосевое расстояние между ведущим и ведомым валами велико для одной пары колес; 2) на ведомом валу необходимо сохранить направление вращения ведущего вала (в этом случае число промежуточных колес должно быть нечетным). Промежуточное зубчатое колесо, одновременно зацепляющееся с двумя дру-

гими так, что по отношению к одному является ведомым, а по отношению к другому — ведущим, называется паразитным.

Если в одной конструкции объединить рассматриваемые схемы (см. рис. 14, б и в), то получится реверсивный механизм, с помощью которого при неизменном направлении вращения ведущего вала ведомый вал будет изменять направление вращения в зависимости от числа включенных колес — четного или нечетного (так устроен трензель токарного станка).

## § 10. Геометрические элементы зубчатого зацепления

Известно, что шаг зубчатой передачи  $p = \pi d/z$ . Отсюда можно определить диаметр делительной окружности (см. рис. 12)  $d = pz/\pi$ . Для первого колеса  $d_1 = pz_1/\pi$ , для второго  $d_2 = pz_2/\pi$ . Поскольку величина  $p/\pi$ , имеющаяся в обоих выражениях, не может быть подсчитана точно, более удобно взамен ее ввести величину  $m$  (мм), называемую модулем зубчатого колеса:

$$m = p/\pi.$$

Значения модуля, являющегося основной геометрической характеристикой зубчатого колеса, стандартизованы, что облегчает изготовление и подбор зубчатых колес.

Расстояние от делительной окружности до вершины зуба называется высотой головки зуба  $h_a$  (см. рис. 12), а от делительной окружности до основания зуба — высотой ножки зуба  $h_f$ . При изготовлении некоррегированных колес стандартным зуборезным инструментом высота головки зуба получается равной  $m$ , а высота его ножки —  $1,25m$ . Таким образом, полная высота зуба  $h = 2,25m$ .

Для цилиндрического зубчатого колеса можно легко определить основные размеры:

диаметр делительной окружности  $d = mz$ ;

диаметр окружности вершин  $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$ ;

диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5)$ .

Расстояние между центрами колес (межосевое расстояние)

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

Модуль готового колеса легко определить, измерив диаметр окружности вершин и разделив его на число зубьев, увеличенное на два (с последующим округлением до ближайшей стандартной величины), т. е.

$$m = d_a / (z + 2).$$

Приведенные выше выводы справедливы только для некоррегированных зубчатых колес с прямыми зубьями. Геометрический расчет косозубых (см. рис. 11, б) и шевронных (см. рис. 11, в) колес более сложен и здесь не приводится.

## § 11. Планетарные и дифференциальные передачи

Рассмотренные ранее передачи имели одну общую особенность: геометрические оси их валов были в пространстве неподвижны. Передача, имеющая в своем составе зубчатые колеса с движущимися геометрическими осями, называется планетарной. Такое название она получила потому, что одновременное вращение колеса вокруг своей оси и оси неподвижного колеса подобно движению планет вокруг Солнца. Планетарные передачи весьма компактны и позволяют получать очень большие передаточные отношения. Их применяют в приводах некоторых станков, авиационных двигателях, счетных устройствах.

Ведущим колесом планетарной передачи (рис. 15) является зубчатое колесо 1, которое называется центральным, или солнечным. В зацеплении с ним находится колесо 2, называемое сателлитом (спутником) и связанное с солнечным колесом водилом 3. Чтобы иметь возможность вращаться вокруг солнечного колеса и тем самым приводить в движение водило, сателлит внутренним зацеплением соединен с зубчатым колесом 4, которое неподвижно закреплено в корпусе механизма и называется неподвижным, или упорным, колесом.

Если в рассмотренной передаче освободить упорное колесо, то получится дифференциальная передача. В этом случае движение водила (оно

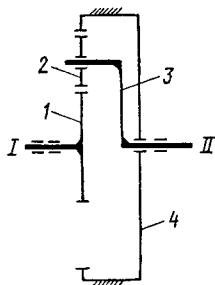


Рис. 15. Схема планетарной передачи:  
I — ведущий вал, II — ведомый вал

является ведомым) будет результатом сложения двух независимых движений ведущих колес 1 и 4. Дифференциальные механизмы позволяют не только суммировать два движения, но и наоборот, передавать движение от одного ведущего вала к двум валам при разной их относительной скорости.

## § 12. Зубчатая цилиндрическая передача с круговым профилем зубьев [передача Новикова]

Рассмотренные ранее зубчатые цилиндрические передачи состояли из колес, профиль зуба которых очерчен по эвольвенте (рис. 16, а). Такие колеса просты в изготовлении, но недостаточно износостойки, так как зубья касаются по очень узкой полоске (теоретически по линии). Относительно недавно появились передачи, профили зубьев которых образованы дугами окружностей, причем одно колесо имеет зубья с выпуклым профилем, а другое — с вогнутым (рис. 16, б). В этом случае зубья касаются по довольно значительной площадке. Удельное давление снижается, что позволяет увеличить передаваемую нагрузку в 3—4 раза. Такие механизмы используют для передачи больших мощностей.

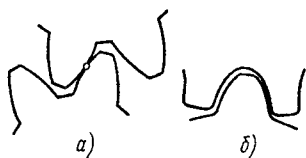


Рис. 16. Зацепление зубчатых колес с эвольвентным (а) и круговым (б) профилями зубьев

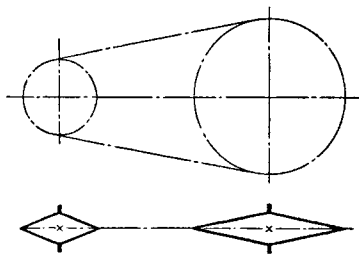


Рис. 17. Условное обозначение цепной передачи

## § 13. Цепная передача

Простейшая цепная передача состоит из расположенных на параллельных валах двух звездочек и охватывающей их роликовой или зубчатой цепи (рис. 17). Как и ременная, это передача с гибкой связью (гибким

звеном является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек). Цепная передача имеет некоторые преимущества по сравнению с ременной: отсутствие проскальзывания, а следовательно, постоянство передаточного отношения и возможность передавать большие моменты. К ее недостаткам следует отнести относительно быстрый износ цепей (шарниров), шум и дополнительные динамические нагрузки на валы. Цепные передачи широко применяют в сельскохозяйственных машинах, а также в приводах некоторых станков.

*Передаточное отношение цепной передачи выражается через отношение зубьев ведомой и ведущей звездочек, т. е.*

$$u_{1-2} = z_2 / z_1 .$$

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Определить основные размеры зубчатого колеса  $Z_3$  (рис. 18), если известно, что  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = 36$ ,  $z_4 = 50$ ,  $m = 2$  мм и общее передаточное отношение  $u_{1-4} = 4$ .

2. Определить, какой механизм может быть расположен внутри корпуса (рис. 19). Начертить схему, вписав ее в корпус, и указать характерные данные механизма.

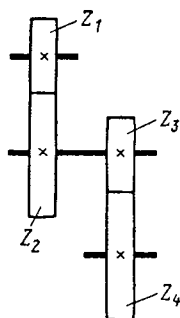


Рис. 18

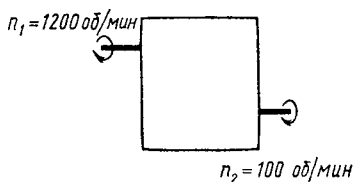


Рис. 19

3. Начертить кинематическую схему трехступенчатой передачи по следующим данным: 1-я ступень — цилиндрическая зубчатая передача ( $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 50$ ,  $m = 3$  мм); 2-я ступень — цилиндрическая фрикционная передача ( $D_1 = 60$  мм,  $u_{1-2} = 2$ ); 3-я ступень — плоскоремennая передача ( $D_2 = 80$  мм,  $u_{1-2} = 1,5$ ). Определить общее передаточное отношение трехступенчатой передачи.

4. Какая передача называется вариатором?

5. Что называется передаточным отношением?

6. Через какие основные параметры ведущего и ведомого звеньев

выражается передаточное отношение в различных передачах? Напишите соответствующие формулы.

7. В чем принципиальное отличие планетарных передач от обычных зубчатых?

8. С какой целью применяют многоступенчатые передачи?

9. Какова роль паразитного колеса в зубчатой передаче?

10. Перечислите основные зависимости между модулем, числом зубьев и диаметрами зубчатого колеса.

## ГЛАВА IV

### ПЕРЕДАЧИ МЕЖДУ ВАЛАМИ С ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ И СКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ОСЯМИ

#### § 14. Фрикционная коническая передача

Фрикционная передача между параллельными валами состоит, как известно, из двух дисков, соприкасающихся цилиндрическими поверхностями. Для валов с пересекающимися геометрическими осями диски фрикционной передачи чаще имеют форму усеченных конусов (рис. 20) с общей вершиной. *Передаточное отношение*

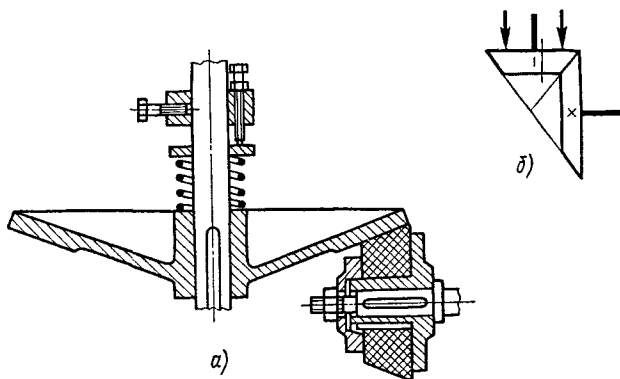


Рис. 20. Фрикционная коническая передача (а) и ее условное обозначение (б)

*фрикционной конической передачи выражается так же, как и любой другой передачи трением, т. е. через отношение диаметров контактирующих тел. В данном случае удобнее брать диаметры больших оснований конусов, т. е.*

$$u_{1-2} = D_2 / D_1$$



Особым видом фрикционной передачи является лобовая передача (рис. 21), состоящая из двух дисков, оси которых пересекаются под прямым углом. Диск *I* жестко закреплен на ведущем валу *I* и прижат к диску 2, который связан с ведомым валом *II* так, что, вращаясь вместе с ним, одновременно может и перемещаться вдоль него. Это позволяет изменять радиус окружности, по которой касаются диски, а следовательно, и передаточное отношение. Такая конструкция является не чем иным, как вариатором (см. § 8). При  $R_x = R$  передаточное отношение  $u_{1-2} = R_0/R$ , ему соответствует  $n_{2\max}$ . При перемещении ведомого диска вправо значение  $n_2$  уменьшается; когда ведомый диск окажется в центре ведущего,  $n_2 = 0$ . Если перевести ведомый диск правее, за центр ведущего, то направление вращения изменится, т. е. произойдет реверсирование (поэтому такой вариатор получил название реверсивного). Подобная фрикционная передача с лобовым касанием дисков применяется в конструкции фрикционного пресса.

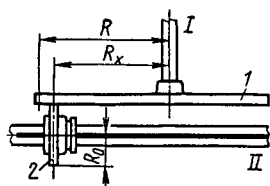


Рис. 21. Лобовая фрикционная передача

## § 15. Зубчатая коническая передача

Механизм с коническими зубчатыми колесами (рис. 22, а) применяется при передаче вращения между валами с пересекающимися геометрическими осями, чаще

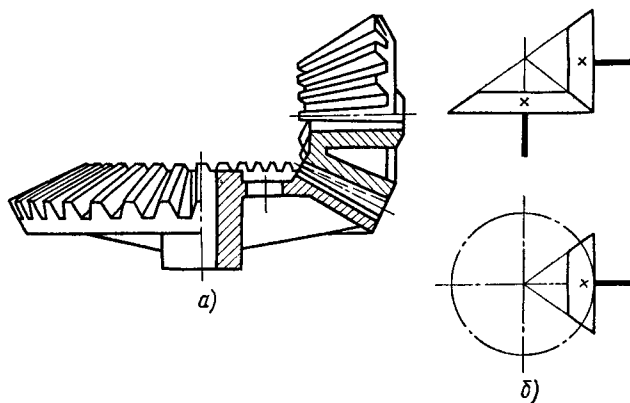


Рис. 22. Зубчатая коническая передача (а) и ее условное обозначение (б)

всего перпендикулярными. *Передаточное отношение зубчатой конической передачи выражается, как в цилиндрической передаче, через отношение чисел зубьев ведомого и ведущего колес, т. е.*

$$u_{1-2} = z_2 / z_1 .$$

Зубчатая коническая передача подобно цилиндрической может быть выполнена как с внешним (рис. 22, б), так и с внутренним зацеплением.

## § 16. Червячная передача

Червячная передача, являющаяся зубчато-винтовой, состоит из червячного (косозубого) колеса с зубьями специальной формы и червяка (винта с трапециевидальной резьбой). Она применяется для передачи вращения между валами, геометрические оси которых скрещиваются (рис. 23). Для обеспечения зацепления шаг червяка дол-

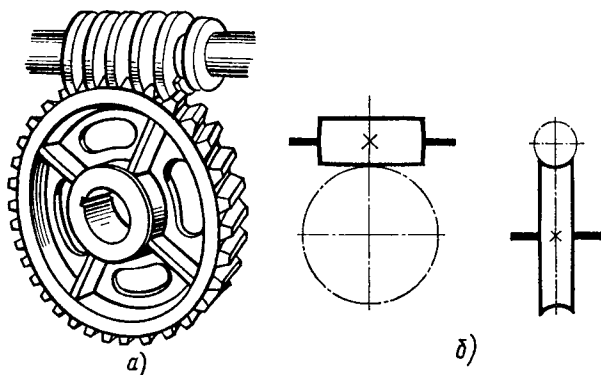


Рис. 23. Червячная передача (а) и ее условное обозначение (б)

жен быть равен окружному шагу червячного колеса. Червяк, как и обычный винт, может быть одно- и многозаходным. Если повернуть однозаходный червяк на один оборот, то связанное с ним червячное колесо повернется на угол, соответствующий одному шагу; при двухзаходном червяке поворот будет равен углу, соответствующему двум шагам, и т. д. Чтобы, например, однозаходный червяк повернул колесо на один полный оборот, он должен сам совершить столько оборотов, сколько на

колесе зубьев. Следовательно, *передаточное отношение червячной передачи выражается через отношение числа зубьев колеса к числу заходов резьбы на червяке*, т. е.

$$u_{1-2} = z_k / z_{\text{ч}}.$$

Червячная передача по сравнению с другими имеет такие преимущества, как плавность и бесшумность работы, возможность получать большие передаточные отношения. Например, вполне возможна червячная передача, у которой  $z_k = 50$  и  $z_{\text{ч}} = 1$ , т. е.  $u_{1-2} = 50$ , тогда как для одной пары зубчатых колес  $u_{1-2}$  обычно не превышает 5—7. Однако в червячной передаче наиболее низкий к.п.д. из-за больших потерь мощности на трение; чтобы их снизить, для изготовления рабочих частей червячного колеса обычно используют антифрикционные материалы (например, бронзу).

Особенностью червячной передачи является зависимость выбора ведущего элемента (червяка или колеса) от угла подъема винтовой линии (т. е. числа заходов резьбы) на червяке, что можно объяснить следующим образом. Червяк — это винт, следовательно, его винтовая поверхность является наклонной плоскостью, «навернутой» на цилиндр. Поэтому силовое взаимодействие в паре «червяк — червячное колесо» аналогично известному из школьного курса физики взаимодействию в паре «наклонная плоскость (клин) — груз». Нетрудно представить, что если расположить груз в вертикальных направляющих, перпендикулярных направляющим основания наклонной плоскости, то лишь при большом угле ее наклона этот груз при нажатии на него сверху сможет перемещаться вниз и отжимать при этом влево (или вправо) наклонную плоскость (клин). При малом угле наклона плоскости горизонтальная составляющая силы нажатия будет чрезвычайно мала, что не позволит ей преодолеть силу трения между горизонтальными направляющими и основанием плоскости и переместить клин.

Аналогично этому при малом угле наклона винтовой линии червяка, т. е. при малом числе заходов резьбы, передача будет самотормозящей и червяк в этом случае может быть лишь ведущим ее звеном.

#### Упражнения и контрольные вопросы

1. Через какие параметры выражается передаточное отношение червячной передачи?
2. В чем заключается явление самоторможения в червячной пе-

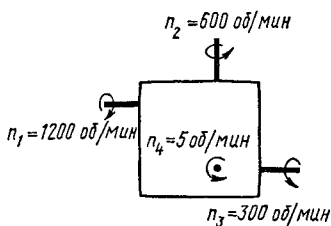


Рис. 24

редаче? Как объяснить его на примере взаимодействия пары «наклонная плоскость — груз»?

3. Начертить кинематическую схему трехступенчатой передачи по следующим данным: 1-я ступень — цилиндрическая зубчатая передача, у которой  $u_{1-2} = 3$ ; 2-я ступень — коническая зубчатая передача, у которой  $u_{1-2} = 1,5$ ; 3-я ступень — червячная передача ( $z_4 = 1$ ,  $z_k = 40$ ). Определить общее передаточное отношение трехступенчатой передачи.

4. Определить, какие передачи могут быть расположены внутри корпуса (рис. 24). Изобразить кинематические схемы этих передач, вписав их в корпус, и указать характерные данные.

5. Для вариатора (см. рис. 21) подсчитать  $n_2$ , если  $R_0 = 40$  мм,  $R = 200$  мм,  $R_x = 180$  мм,  $n_1 = 100$  об/мин.

## ГЛАВА V

### МЕХАНИЗМЫ, ПРЕОБРАЗУЮЩИЕ ДВИЖЕНИЕ

#### § 17. Зубчато-реечный механизм

Как было отмечено ранее, механическая энергия многих машин-двигателей обычно представляет собой энергию вращающегося вала. Однако не во всех машинах-орудиях, например металлорежущих станках, рабочие органы также совершают вращательное движение. В подобных случаях применяют механизмы, преобразующие движение.

Зубчато-реечный механизм (рис. 25), состоящий из зубчатого цилиндрического колеса и зубчатой рейки — планки с нарезанными на ней зубьями, можно использовать для разных целей, например, вращая зубчатое колесо на неподвижной оси, перемещать поступательно рейку (в домкрате, в механизме подачи сверлильного станка) или, обкатывая колесо по неподвижной рейке, перемещать ось колеса относительно рейки (при осуществлении продольной подачи суппорта в токарном станке).

Основные кинематические закономерности в зубчато-реечном механизме легко об-

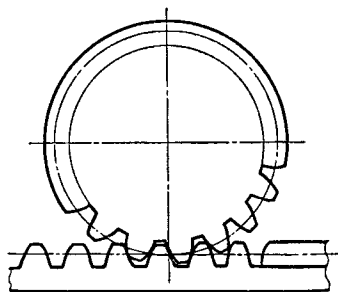


Рис. 25. Схема зубчато-реечного механизма

наружить, если соотнести скорость поступательного движения рейки (или оси колеса во втором случае) с окружной скоростью колеса. Так как отсутствует проскальзывание, то ясно, что эти скорости равны.

## § 18. Винтовой механизм

Винтовой механизм, состоящий из винта и гайки, широко используют для преобразования вращательного движения в поступательное. Возможно несколько вариантов конструкции и соответственно применения такого механизма.

1. Ведущим элементом является винт, которому сообщается вращательное движение. Гайка закреплена неподвижно, поэтому винт, вращаясь, одновременно будет перемещаться поступательно (механизм слесарных тисков).

2. Ведущим элементом также является винт, которому сообщается вращательное движение, но он закреплен так, что лишен возможности перемещаться поступательно. Гайка, в свою очередь, лишена возможности вращаться и будет перемещаться лишь поступательно (механизм продольной подачи суппорта токарного станка с помощью ходового винта).

3. Ведущим элементом является гайка, которой сообщается вращательное движение. Поскольку она закреплена так, что может лишь вращаться, винт будет двигаться поступательно (механизм винтового домкрата).

4. Ведущим элементом является гайка, которой сообщается поступательное движение. Ведомым движением в этом случае будет вращение винта (механизм быстродействующей отвертки). Возможно и обратное преобразование — поступательного движения винта во вращательное движение гайки.

Первых три варианта используются для преобразования вращательного движения в поступательное, а четвертый — поступательного во вращательное. (Последнее преобразование возможно лишь при одном неизменном условии — угол подъема винтовой линии должен быть большим.)

Кинематический расчет винтового механизма прост: за один оборот линейное перемещение равно ходу резьбы, т. е. произведению шага на число заходов.

## § 19. Кривошипно-шатунный механизм

Кривошипно-шатунный механизм — один из самых распространенных шарнирно-рычажных механизмов. Его применяют как для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное (например, механические ножовки, поршневые насосы), так и для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (например, двигатели внутреннего сгорания). Кривошип 2 (рис. 26, а) непрерывно вращается, ползун 4

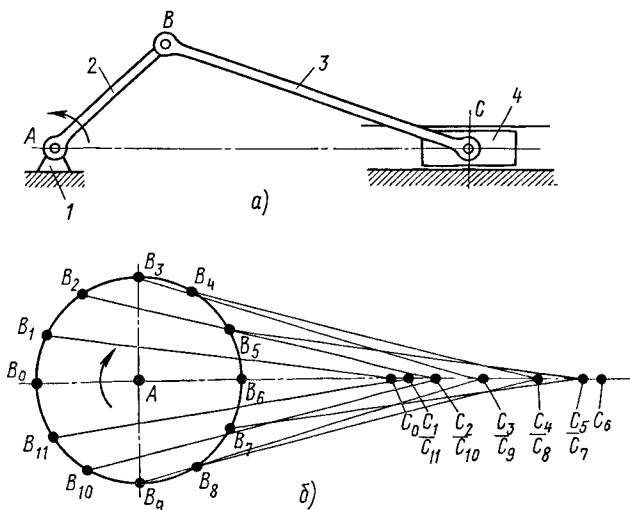


Рис. 26. Схемы кривошипно-шатунного механизма (а) и определения неравномерности движения ползуна (б)

совершает возвратно-поступательное, а шатун 3 — сложное плоскопараллельное движение; стойка 1 является неподвижным звеном.

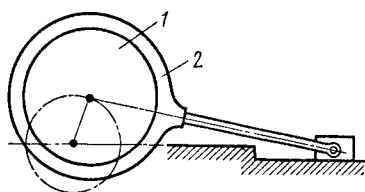


Рис. 27. Схема эксцентрикового механизма:

1 — эксцентрик, 2 — хомут

При повороте кривошипа на равные углы ползун проходит неравные участки пути. Это легко обнаружить, если на одной схеме изобразить звенья механизма в последовательных занимаемых им положениях (рис. 26, б). Таким образом, равномерное вращение кривошипа преобразуется в неравномерное

возвратно-поступательное движение ползуна. Полный ход ползуна равен удвоенной длине кривошипа.

Разновидностью кривошипно-шатунного механизма является эксцентриковый механизм (рис. 27), роль кривошипа в котором выполняет эксцентрик 1, укрепленный на ведущем валу. Эксцентрик — это диск, ось вращения которого не совпадает с его геометрической осью. В этом случае ход ползуна равен удвоенному расстоянию между геометрической осью детали и осью вращения. Это расстояние называют эксцентриситетом.

## § 20. Кривошипно-кулисный механизм

Как мы выяснили, в кривошипно-шатунном механизме скорости движения ползуна, т. е. его перемещения от крайнего левого положения до крайнего правого, и наоборот, равны. В отдельных случаях желательно получить иной закон движения ползуна. Например, в поперечно-строгальном станке необходимо иметь различные скорости рабочего и холостого ходов резца, совершающего возвратно-поступательное движение.

В этом случае в качестве механизма преобразования вращательного движения вала электродвигателя в возвратно-поступательное движение резца применяют кривошипно-кулисный механизм (рис. 28), который также называют механизмом с качающейся кулисой. Вокруг неподвижной оси вращается кривошип 1, на конце которого имеется палец 2. На палец свободно насажен ползун 3, скользящий в продольном прямолинейном пазу, прорезанном в рычаге 4 (кулисе). При вращении кривошипа ползун скользит в пазу кулисы и поворачивает ее вокруг неподвижной оси. При перемещении пальца из положения А в положение В кулиса перемещается из крайнего левого положения в крайнее правое, а при дальнейшем перемещении пальца из положения В в положение А она совершает обратный ход. Так как углы поворота кривошипа,

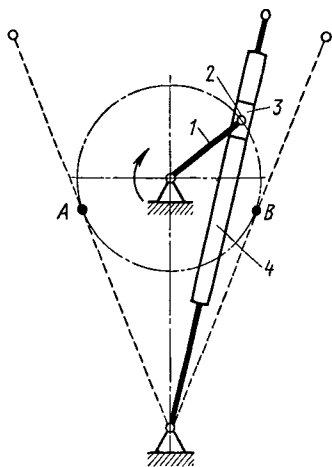


Рис. 28. Схема кривошипно-кулисного механизма

на конце которого находится палец, при этом не равны, то и время, а следовательно, и скорости движения кулисы будут различны. В итоге резец, связанный с концом кулисы, будет в одном направлении совершать медленный (рабочий) ход, а в другом — быстрый (холостой).

## § 21. Кулачковый механизм

Кулачковые механизмы позволяют осуществлять любой закон движения ведомого звена при непрерывном равномерном вращении ведущего звена. Простейший дисковый, или плоский, кулачковый механизм (рис. 29, а) представляет собой кулачок (диск) 1 с прижатым к нему пружиной 3 толкателем (ползуном) 2. При вращении вала 4 кулачок давит на толкатель, заставляя его совершать возвратно-поступательное движение. Изменяя профиль кулачка, можно как угодно изменять закон движения толкателя и связанного с ним рабочего органа машины. Именно эта особенность обеспечивает широкое применение механизма в металлорежущих станках-автоматах, ткацких станках, полиграфических машинах.

Кроме рассмотренного существует и более сложный кулачковый механизм — пространственный. В этом случае (рис. 29, б) кулачок имеет форму цилиндра с расположенным на его поверхности замкнутым пазом (канавкой). В паз входит ролик, расположенный на оси, закрепленной в ползуне. При вращении кулачка ползун совершает возвратно-поступательное движение.

Обычно закон движения толкателя плоского кулачкового механизма, заданный технологическим процессом, выражается зависимостью между ходом толкателя и углом (или временем) поворота кулачка. Эта зависимость, заданная в графической форме, называется диаграммой перемещений толкателя. Пусть дана диаграмма (рис. 30, а), по которой надо построить профиль кулачка. На оси абсцисс отложены углы поворота или пропорциональное им время поворота кулачка, а на оси ординат — соответствующие им расстояния конца толкателя от оси вращения кулачка. Построение осуществляется в следующем порядке: проводится окружность (рис. 30, б) и делится на равные части, соответствующие углам (или времени) поворота кулачка, отображенным на диаграмме; лучи (радиусы), проходящие через точки деления, нумеруются и на них откладываются соответ-



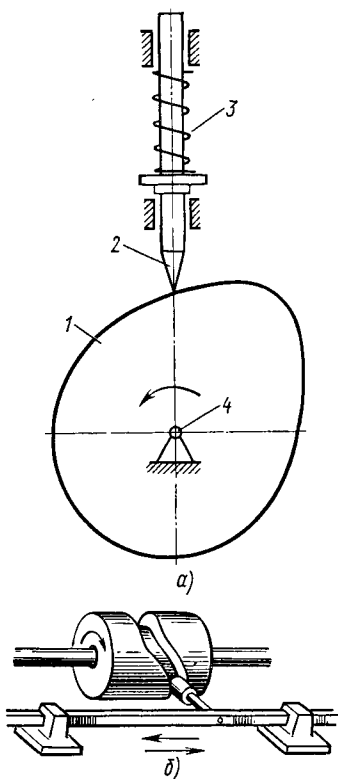


Рис. 29. Схемы кулачковых механизмов

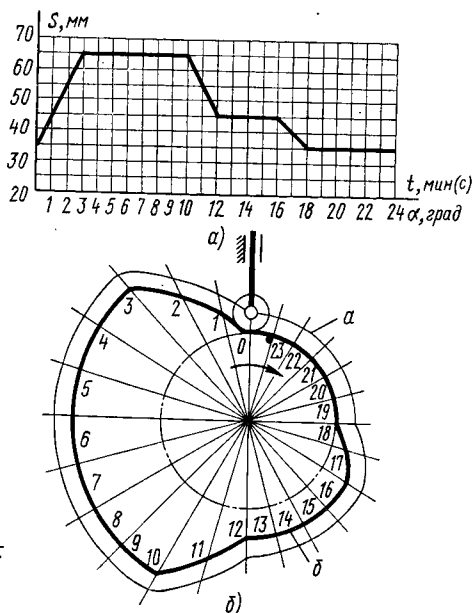


Рис. 30. Диаграмма перемещений толкателя (a) и схема построения по ней профиля кулачка (б)

ствующие расстояния, взятые с диаграммы; концы полученных отрезков соединяются. Полученный контур и является профилем *a* кулачка.

Обычно для уменьшения трения толкателя о кулачок на конце толкателя укрепляют ролик. В этом случае построенный профиль *a* соответствует движению оси ролика, а окончательный профиль *б*, все точки которого расположены ближе к центру кулачка, будет подобным ему.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Какие кинематические особенности имеет кривошипно-кулисный механизм по сравнению с кривошипно-шатунным?
2. Чем различаются кинематические возможности реечного и кривошипно-шатунного механизмов?

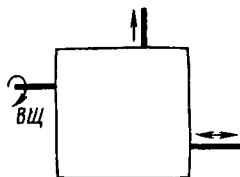


Рис. 31

3. Определить, какие механизмы могут быть расположены внутри корпуса (рис. 31). Начертить их кинематические схемы, вписав в корпус.

4. Можно ли применить в качестве плоского кулачка диск правильной цилиндрической формы? Ответ пояснить схемой.

5. В каких случаях (при каких условиях) в винтовом механизме ведущим движением может быть поступательное?

6. Какой механизм находится в корпусе измерительного прибора — индикатора?

## ЧАСТЬ ВТОРАЯ

# ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СОПРОТИВЛЕНИИ МАТЕРИАЛОВ

## ГЛАВА VI

### ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

#### § 22. Деформация тел под действием внешних сил

На все детали машин и сооружений во время их работы действуют различные внешние силы. При определении значения и направления таких сил, приложенных к телам, находящимся в равновесии, обычно делается допущение, что все тела абсолютно твердые, т. е. недеформируемые. Однако в действительности тела под действием приложенных к ним сил в той или иной степени меняют свою форму и размеры, т. е. деформируются.

Различают упругую и остаточную деформации. Деформация, полностью исчезающая после прекращения действия внешних сил, называется упругой. Если после снятия нагрузки тело не восстанавливает прежней формы, то деформация является остаточной, или пластической. Характер деформации зависит от значения силы, действующей на тело, размеров тела и механических свойств материала.

В зависимости от направления и плоскости действия сил, приложенных к телу, могут возникать различные виды деформаций — растяжение, сжатие, сдвиг, кручение, изгиб, которые будут рассмотрены применительно к телу наиболее простой формы, каким является прямолинейный брус — тело с прямой осью, у которого длина значительно больше поперечных размеров. Для упрощения расчетов будем считать, что сам брус не имеет массы. (Ранее применялся термин «невесомый брус».)

Деформация растяжения (рис. 32, а) или сжатия (рис. 32, б) возникает в том случае, когда внешние

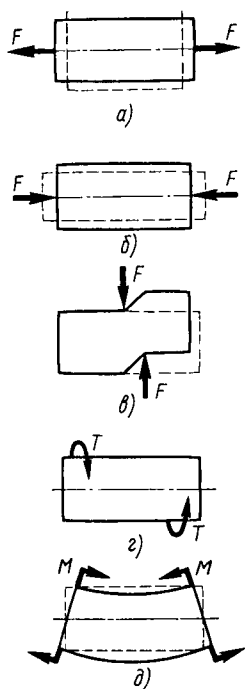


Рис. 32. Виды деформаций

силы<sup>\*</sup> направлены по одной прямой (вдоль оси бруса) в разные стороны. Если на брус действуют внешние силы, стремящиеся сдвинуть одну его часть относительно другой, то возникает деформация сдвига (рис. 32, в). При этом силы образуют пару с очень малым плечом в плоскости продольной оси бруса. Если брус находится под действием сил, создающих противоположные по направлению пары в плоскостях, перпендикулярных продольной оси бруса, то появляется деформация кручения (рис. 32, г). Деформация изгиба (рис. 32, д) возникает, если две противоположно направленные пары сил действуют в плоскости продольной оси бруса.

Чтобы любая деталь машины была работоспособна, т. е. могла работать безопасно и быть достаточно долговечной, она не только не должна разрушаться, но и деформации, возникающие в ней под действием сил, должны быть весьма малыми и обязательно упругими. Определить

минимальные размеры детали, необходимые для обеспечения ее работоспособности в соответствии с действующими на нее силами и свойствами материала, из которого эта деталь изготовлена, можно методами, изучаемыми в разделе механики «Сопротивление материалов».

### § 23. Внешние силы, внутренние силы (силы упругости) и напряжения

Нагрузки, действующие на тело при взаимодействии его с другими телами, называются внешними силами. По способу приложения они могут быть *сосредоточенными* и *распределенными*. Сосредоточенные внешние силы действуют на тело через очень маленькие площадки и с достаточной степенью точности могут считаться при-

\* Имеется в виду равнодействующая внешних сил.

ложенными в точке. По характеру действия внешние силы делятся на *постоянные* и *переменные*. Мы будем рассматривать наиболее простые случаи, когда действуют сосредоточенные постоянные внешние силы.

Как было отмечено, под влиянием внешних сил тело деформируется. При этом силы взаимного сцепления между частицами материала оказывают противодействие внешним силам — так возникают *внутренние силы*, или *силы упругости*, которые распределены по всей площади поперечного сечения тела в одних случаях равномерно, а в других — неравномерно. Мера внутренних сил, возникающих в теле под влиянием внешних воздействий, называется *механическим напряжением*.

Так как внутренняя сила (как и всякая сила) является вектором, то и напряжение — также вектор. Составляющие вектора механического напряжения по нормали (перпендикулярно) к рассматриваемому сечению тела ( $\sigma$ ) и по касательной к нему ( $\tau$ ) называются соответственно *нормальным* и *касательным* механическим напряжением. К буквам  $\sigma$  и  $\tau$  при обозначении напряжений добавляют индексы, поясняющие вид деформаций:  $p$  (растяжение),  $s$  (сжатие),  $sp$  (срез при сдвиге),  $k$  (кручение), и (изгиб).

Единице механического напряжения присвоено наименование *паскаль* (Па). Паскаль равен механическому напряжению, вызываемому упругой силой 1 Н при равномерном ее распределении по сечению площадью 1 м<sup>2</sup>, расположенному перпендикулярно силе;  $10^6$  Па = 1 МПа (мегапаскаль).

## **§ 24. Действительные, предельно опасные и допускаемые напряжения**

Мы установили, что внешние силы вызывают деформацию тел, в результате чего появляются внутренние силы (силы упругости), а значит, и напряжения. Если известны внутренние силы, характер их распределения в сечении и размеры последнего, то можно определить так называемые *действительные напряжения*. Однако не любое действительное напряжение безопасно для материала детали. Внутренние силы, т. е. силы противодействия, не могут возрастать беспредельно без нарушения работоспособности детали. При достижении ими определенного значения наступает критический момент: для пластичных материалов — это появление остаточных

деформаций, т. е. переход из зоны упругости в зону пластичности, для хрупких — нарушение целостности, т. е. разрушение. Таким образом, существуют предельно опасные напряжения: в первом случае — *предел текучести* ( $\sigma_T$  и  $\tau_T$ ), во втором — *предел прочности* ( $\sigma_B$  и  $\tau_B$ ). Особым случаем нарушения работоспособности детали является усталостное разрушение ее материала под влиянием напряжений, циклично изменяющихся во времени. В этом случае предельно опасным напряжением является *предел выносливости*. Числовые величины предельно опасных напряжений, зависящие от свойств материала и определяющиеся во время механических испытаний, приводятся в справочниках.

Казалось бы, что условие безопасной и долговечной работы детали можно сформулировать так: действительные напряжения должны быть меньше предельно опасных или равны им. Однако нельзя допустить, чтобы детали машин работали при предельно опасных напряжениях или при напряжениях, весьма близких к ним, так как в этом случае даже малейшее увеличение действительных напряжений, вызванное случайными причинами, может привести к опасным пластическим деформациям детали или к ее разрушению. Поэтому в расчетах ориентируются на более безопасные значения максимальных действительных напряжений — *допускаемые напряжения*, которые меньше предельно опасных в определенное число раз, называемое *нормативным коэффициентом запаса прочности*. Допускаемые напряжения обозначают теми же буквами, что и действительные, но заключают их в квадратные скобки. Например,  $\sigma_p$  — действительное напряжение при растяжении, а  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение при растяжении.

Выбор нормативного коэффициента запаса прочности чрезвычайно сложен и должен как можно точнее учитывать большое число факторов (свойства материала, характер нагрузки, степень ответственности детали и др.). В случае приближенных расчетов допускаемые напряжения выбирают по справочным таблицам, в которых учтено примерное влияние этих факторов.

Следовательно, окончательное условие прочности любой детали будет таким: *действительные напряжения должны быть меньше допускаемых или равны им.*

## § 25. Определение внутренних сил (сил упругости)

Как было сказано ранее, основной задачей, решаемой с помощью методов раздела механики «Соппротивление материалов», является определение минимально необходимых размеров детали, обеспечивающих ее работоспособность. Чтобы решить эту задачу, необходимо прежде всего научиться по внешним силам определять внутренние силы, для чего применяют метод сечений (рассматривается находящийся в равновесии брус, к которому приложены известные внешние силы или пары сил).

Сущность метода заключается в следующих четырех действиях:

мысленно рассекают брус плоскостью, перпендикулярной его оси, в том месте, где требуется определить внутренние силы;

отбрасывают любую из полученных частей (равновесие оставленной части не нарушится лишь в том случае, если к ней приложить реакции связей — внутренние силы, заменяющие действие отброшенной части; для оставленной части они будут играть роль внешних сил);

заменяют действие отброшенной части искомыми внутренними силами;

уравновешивают оставленную часть, т. е. определяют внутренние силы.

Следует помнить, что здесь определяется не распределение внутренних сил по сечению, а лишь равнодействующая этих сил (или равнодействующая пара сил).

Проиллюстрируем этот метод на трех простых случаях нагружения бруса (рис. 33, *I*, *II*, *III*): брус, изображенный на рис. 33, *а*, мысленно рассекаем плоскостью (рис. 33, *б*); отбрасываем одну часть (на рис. 33, *в* показана оставшаяся часть); заменяем действие отброшенной части внутренними силами с таким расчетом, чтобы соблюдались условия равновесия, т. е. производим третье и четвертое действия (рис. 33, *г*). В этих случаях для равновесия бруса необходимо и достаточно, чтобы внутренние силы приводились к равнодействующей  $N$  (продольной или нормальной силе) или  $Q$  (поперечной или перерезывающей силе). В случае *I* силы направлены перпендикулярно сечению и, естественно, приводят к появлению нормальных напряжений растяжения  $\sigma_p$ . В случае *II* силы также направлены перпендикулярно сечению, однако они ориентированы так, что возникают нор-

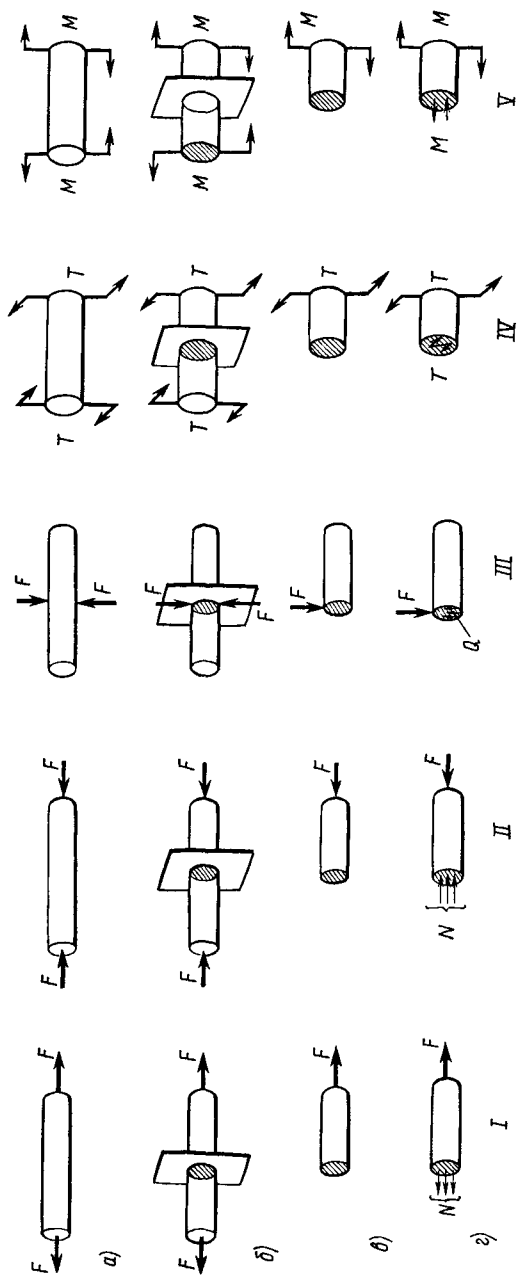


Рис. 33. Схемы определения внутренних сил



мальные напряжения сжатия  $\sigma_c$ . В случае *III* силы действуют в плоскости сечения, поэтому появятся касательные напряжения сдвига  $\tau_{ср}$ .

Теперь рассмотрим применение метода сечений для двух более сложных случаев нагружения (рис. 33, *IV* и *V*). Первые два действия ничем не отличаются от аналогичных действий в предыдущих примерах (см. рис. 33, *б* и *в*). Не отличаются и два следующих действия (см. рис. 33, *г*), однако результат они дадут иной. Так как брусья нагружены парами внешних сил, то уравновесить их можно лишь равными парами внутренних сил. Очевидно, что в сечении силы упругости в этих случаях приводятся не к равнодействующим силам, а к равнодействующим парам сил.

В случае *IV* плоскость действия равнодействующей пары внутренних сил совпадает с плоскостью сечения (плоскость действия пары сил перпендикулярна продольной оси бруса), а следовательно, и сами внутренние силы действуют в плоскости сечения. Такая равнодействующая пара внутренних сил называется крутящим моментом, а возникающие напряжения — касательными напряжениями кручения  $\tau_k$ . В случае *V* равнодействующая пара внутренних сил действует в плоскости, перпендикулярной сечению. Такая пара, являющаяся результатом действия нормальных сил, называется изгибающим моментом, а напряжения — нормальными напряжениями изгиба  $\sigma_n$ .

## § 26. Расчеты на прочность

При решении практических задач с использованием методов науки о сопротивлении материалов могут встретиться два типовых случая.

1. Известны внешние силовые факторы (силы, моменты), приложенные к детали, и материал детали. Требуется определить размеры поперечного сечения детали. Такая задача называется проектным расчетом и решается так. По справочным данным (или используя более точные методы) определяют допускаемые напряжения. Искомые размеры поперечного сечения детали будут тем меньше (что экономически более целесообразно), чем большие действительные напряжения мы допустим в ней. Поэтому мысленно действительные напряжения приравнивают к самым большим безопасным,

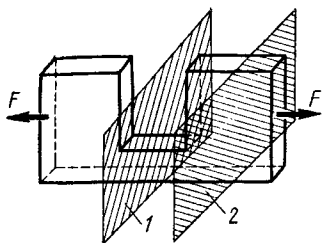


Рис. 34. Определение внутренних сил в бруске сложной формы

т. е. допускаемым, напряжениям. Затем, применив метод сечений, определяют внутренние силовые факторы (силы, моменты). В заключение, зная допускаемые напряжения и внутренние силовые факторы, определяют размеры поперечного сечения по расчетным формулам, в которых учитывается, как распределены силы упругости в сечении (эти рас-

четные формулы будут приведены далее при рассмотрении каждого вида деформаций).

2. Известны внешние силовые факторы (силы, моменты), действующие на деталь, материал детали и размеры ее поперечного сечения. Требуется проверить прочность детали. Такая задача называется проверочным расчетом. В этом случае определяют действительные напряжения, сравнивают их с допускаемыми и делают вывод о прочности. Как мы знаем, деталь будет прочной, если окажется выполненным следующее условие: действительные напряжения меньше допускаемых или равны им. Допускаемые напряжения выбирают, как и в первом случае, а действительные определяют по расчетным формулам для каждого вида деформации, используя известные внутренние силовые факторы и размеры поперечного сечения.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Применить метод сечений к брусу сложной формы (рис. 34) и определить внутренние силовые факторы, действующие в сечениях 1 и 2 (вначале рассмотреть сечение 1, а затем — сечение 2).

2. Какие виды деформаций испытывают: тело проходного реза при обтачивании; кулачки токарного патрона при закреплении заготовки по наружной поверхности; винт параллельных тисков при зажатии детали?

3. Что называется механическим напряжением и какие бывают напряжения в зависимости от ориентации их вектора?

4. Какова связь между внешними силами, деформацией, внутренними силами и напряжением?

5. В чем различие между понятиями «действительное напряжение», «предельно опасное напряжение» и «допускаемое напряжение»?

6. Каково основное условие прочности любой детали?

7. В чем сущность основных расчетов — проектного и проверочного?

**§ 27. Распределение напряжений при растяжении**

Как уже отмечалось, деформация растяжения появляется в том случае, если внешние силы направлены вдоль оси бруса по одной прямой, но в разные стороны. Если представить себе в таком брусе воображаемые продольные волокна материала, то очевидно, что все они удлинятся, причем удлинения всех волокон будут одинаковы. Иначе говоря, материал в любой точке поперечного сечения будет деформироваться одинаково, следовательно, и силы упругости во всех точках сечения также будут одинаковы. Но это означает, что во всех точках будут и одинаковые напряжения. При таком равномерном распределении по сечению внутренних сил действительные нормальные напряжения при растяжении

$$\sigma_p = N/S,$$

где  $N$  — равнодействующая внутренних сил (продольная сила);  $S$  — площадь поперечного сечения бруса.

**§ 28. Зависимость между напряжением и относительным удлинением.  
Абсолютное удлинение**

Опытным путем установлено, что в некоторых пределах нагружения при упругих деформациях напряжение растяжения  $\sigma_p$  оказывается прямо пропорциональным относительному удлинению  $\varepsilon$ , которое является отношением абсолютного удлинения (прироста длины)  $\Delta l$  бруса к его первоначальной длине  $l$ , т. е.

$$\varepsilon = \Delta l/l.$$

Относительное удлинение является или безразмерным параметром, или выражается в процентах. Если коэффициент пропорциональности между напряжением и относительным удлинением обозначить буквой  $E$ , то  $\sigma_p = E\varepsilon$ . Эта зависимость была впервые установлена английским ученым Гуком и называется законом Гука. Физический смысл коэффициента пропорциональности легко установить, если сделать допущение, что  $\Delta l = l$ , т. е.  $\varepsilon = 1$ . В этом случае  $E = \sigma_p$  и можно сказать, что коэффициент  $E$  — это такое напряжение растяжения, кото-

рое возникает в материале, если брус удлинится на величину, равную своей первоначальной длине. Надо отметить, что хотя почти все материалы разрушаются гораздо раньше, чем напряжение достигает числовой величины  $E$ , тем не менее это напряжение отображает действительные свойства материала, его способность сопротивляться упругой деформации растяжения. Коэффициент пропорциональности  $E$ , называемый модулем упругости при растяжении, или модулем продольной упругости, для различных материалов различен.

Для практических расчетов удобнее другое математическое выражение закона Гука, позволяющее определять величину абсолютной деформации бруса под нагрузкой. Получить его несложно, если учесть, что  $\sigma_p = N/S$  и  $\epsilon = \Delta l/l$ . Тогда  $N/S = E\Delta l/l$ , откуда

$$\Delta l = Nl/(ES).$$

*Следовательно, абсолютное удлинение, полученное брусом, прямо пропорционально продольной силе и длине бруса и обратно пропорционально площади поперечного сечения и модулю упругости.*

## § 29. Сжатие и смятие

Внешние силы, деформирующие брус при сжатии, так же, как и при растяжении, направлены вдоль оси бруса в противоположные стороны, только при растяжении они направлены «от тела», а при сжатии — «к телу». Внутренние силы упругости при сжатии распределяются по сечению также равномерно, так как материал во всех точках поперечного сечения подвергается одинаковой деформации. Следовательно, действительные напряжения при сжатии рассчитываются аналогично их расчету при растяжении, т. е.

$$\sigma_c = N/S.$$

Математические выражения закона Гука, полностью применимого для сжатия, аналогичны рассмотренным для растяжения.

Особенностью деформации сжатия является то, что она может сопровождаться деформацией смятия. Напряжение смятия возникает на опорной поверхности  $a-b$  (рис. 35) контактирующих тел, если одно из них нажи-

мает на другое. Именно в этом основное отличие смятия от сжатия: сжатие происходит во внутренних сечениях материала, а смятие — на его поверхности. Возникающие при смятии нормальные напряжения во всех точках опорной поверхности одинаковы, поэтому действительные напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = F/S,$$

где  $F$  — равнодействующая внешних сил, приложенных к опорной поверхности контактирующих тел;  $S$  — площадь опорной поверхности контакта тел.

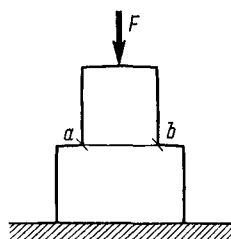


Рис. 35. Схема взаимодействия тел, вызывающего деформацию смятия

### § 30. Расчеты на прочность при растяжении, сжатии и смятии

При проверочном расчете, как мы отмечали, надо определить действительные напряжения и сравнить их с допускаемыми. Прочность будет обеспечена, если действительные напряжения не превысят допускаемых. Математически это записывается так:

при растяжении  $\sigma_p = N/S \leq [\sigma_p]$ ;

при сжатии  $\sigma_c = N/S \leq [\sigma_c]$ ;

при смятии  $\sigma_{\text{см}} = F/S \leq [\sigma_{\text{см}}]$ .

При проектном расчете требуется определить размеры поперечного сечения детали. В этом случае расчет ведется в предположении, что действительные напряжения будут равны (или несколько меньше) допускаемых. Следовательно:

при растяжении  $S \geq N/[\sigma_p]$ ;

при сжатии  $S \geq N/[\sigma_c]$ ;

при смятии  $S \geq F/[\sigma_{\text{см}}]$ .

#### Задачи с решениями

**Задача 1.** Стальные стержни 1 и 2 (рис. 36, а) круглого сечения соединены между собой и вертикальной стеной шарнирами. На шарнирный узел В действует вертикальная сила  $F = 10$  кН;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $\beta = 60^\circ$ . Определить из условий прочности необходимые диаметры стержней.

**Решение.** 1. Определение внешних сил, действующих на стержни (при этом делается допущение, что стержни абсолютно твердые, т. е. недеформируемые). Вертикальная сила  $F$  действует на шарнир,

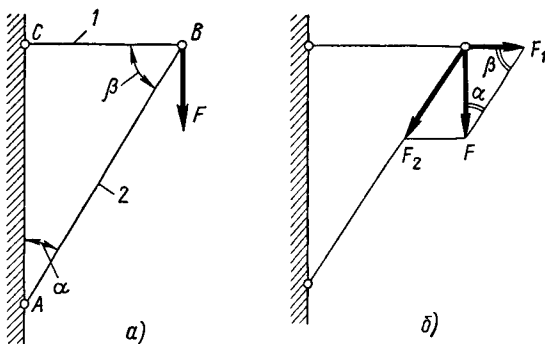


Рис. 36

которым соединены оба стержня, поэтому ее следует разложить, чтобы определить составляющие, действующие на каждый из стержней в отдельности. Решая прямоугольный треугольник (рис. 36, б), находим соответственно силы, действующие на стержни 1 и 2:  $F_1 = F \operatorname{tg} \alpha$ ;  $F_2 = F / \sin \beta$ .

Подставив соответствующие числовые величины, получим  $F_1 \approx 5,78$  кН;  $F_2 \approx 11,54$  кН. Этот же ответ можно получить, разложив силу  $F$  геометрически и измерив стороны точно построенного параллелограмма сил.

2. Определение внутренних дел, действующих в стержнях. Применив метод сечений, выясним, что для каждого из стержней в любом сечении внутренние силы равны внешним и ориентированы так, что стержень 1 испытывает деформацию растяжения, а стержень 2 — деформацию сжатия.

3. Определение необходимых размеров поперечных сечений стержней. Используем формулы проектного расчета на прочность при растяжении и сжатии:  $S_p \geq N_p / [\sigma_p]$ ;  $S_c \geq N_c / [\sigma_c]$ .

Учитывая, что  $N_p = F_1$ ,  $N_c = F_2$  и поперечные сечения стержней круглые, напомним расчетные зависимости:

$$\pi d_1^2 / 4 \geq F_1 / [\sigma_p]; \quad \pi d_2^2 / 4 \geq F_2 / [\sigma_c], \quad \text{откуда}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[\sigma_p]}}; \quad d_2 \geq \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[\sigma_c]}}.$$

Таким образом, для определения диаметров стержней необходимо знать допускаемые напряжения при растяжении и сжатии. Для конструктивной стали, из которой сделаны стержни, по справочнику принимаем  $[\sigma_p] = [\sigma_c] = 10^2$  МПа. После подстановки всех числовых данных определяем  $d_1 \geq 8,6$  мм;  $d_2 \geq 12,2$  мм.

Задача 2. На конце коленчатого рычага ( $a = 450$  мм,  $b = 150$  мм) подвешен груз, действующий на рычаг с силой  $F = 15$  кН (рис. 37). Достаточно ли стержню 1, изготовленному из конструктивной среднеуглеродистой стали, иметь диаметр  $d = 15$  мм, чтобы конструкция была прочной?

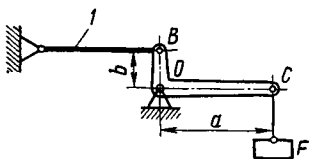


Рис. 37

**Решение.** 1. Под действием силы  $F$  рычаг стремится повернуться по часовой стрелке. Повороту препятствует стержень  $I$ , во всех поперечных сечениях которого возникают нормальные напряжения растяжения. Диаметр стержня и материал, из которого он изготовлен, известны, поэтому допускаемое напряжение можно определить по справочнику. Следовательно, задача сводится к определению действительных напряжений и сравнению их с допускаемыми (проверочный расчет).

2. Определение внешней силы, действующей на стержень. Как и в предыдущей задаче, при определении внешней силы все тела (рычаг и стержень) будем считать недеформируемыми. Из условия равновесия рычага следует вывод, что на его плечи действуют силы, значения которых обратно пропорциональны длинам плеч. Так как  $a : b = 3$ , то на плечо  $OB$  рычага действует сила  $F_1 = 3F$ , т. е. 45 кН. С такой же силой рычаг действует на стержень  $I$ .

3. Определение внутренней силы, действующей в стержне  $I$ . Применяя метод сечений, выясняем, что равнодействующая внутренних сил равна внешней силе и что действительно, как мы и предполагали, стержень испытывает деформацию растяжения.

4. Определение действительных напряжений. Действительные напряжения при растяжении определяются по формуле  $\sigma_p = N/S$ . Для данного случая  $N = 45$  кН и  $S = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 15^2/4 \approx 176$  мм<sup>2</sup>. Таким образом, после подстановки всех числовых данных получаем  $\sigma_p \approx 2,55 \cdot 10^2$  МПа.

5. Заключение по проверяемой конструкции. Необходимо сравнить действительные напряжения с допускаемыми. По справочнику определяем  $[\sigma_p] = 10^2$  МПа. Итак,  $\sigma_p > [\sigma_p]$ , т. е. стержень непрочен.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Стержень имеет диаметр  $d = 1$  мм; допускаемое напряжение материала  $[\sigma_p] = 10^2$  МПа. Какой массы груз можно безопасно подвесить на этом стержне?

2. Какую силу  $F$  надо приложить к стальному стержню диаметром  $d = 12$  мм и длиной  $l = 4$  м, чтобы он удлинился на 0,5 см? Какое напряжение возникнет при действии этой силы?

3. Какая существует зависимость между нормальным напряжением и относительной деформацией при растяжении (сжатии)?

4. В чем отличие деформации сжатия от деформации смятия?

5. Как распределены внутренние силы в поперечном сечении при растяжении (сжатии)?

6. Как определяются действительные напряжения при растяжении, сжатии, смятии?

### § 31. Распределение напряжений при сдвиге (срезе). Расчеты на прочность

Деформация сдвига возникает в тех случаях, когда внешние силы, действующие на брус, расположены в параллельных плоскостях на очень малом расстоянии друг от друга и направлены в противоположные стороны. При этом происходит разрушение, называемое срезом. Характерным примером сдвига является резание материала ножами.

Нетрудно представить, что все точки деформируемых сечений, ограниченных плоскостями действующих сил, смещаются на равные расстояния (см. рис. 32, в), т. е. материал в этих точках подвергается одинаковой деформации. Следовательно, справедливо будет такое же рассуждение, какое мы применили при изучении деформации растяжения: одинаковые деформации вызывают возникновение одинаковых внутренних сил и, следовательно, во всех точках сечения действительные напряжения будут одинаковы. Их значения определяются делением равнодействующей  $Q$  внутренних (поперечных) сил на площадь  $S$  поперечного сечения бруса. Так как вектор напряжения расположен в плоскости сечения, то напряжение будет касательным, т. е.

$$\tau_{\text{ср}} = Q/S.$$

Как и при растяжении (или сжатии), при сдвиге справедлив закон Гука, т. е. в зоне упругости напряжения прямо пропорциональны относительным деформациям.

Расчет на прочность при сдвиге ничем не отличается от расчета на прочность при растяжении (сжатии). При проектном расчете  $Q/S \leq [\tau_{\text{ср}}]$ , откуда  $S \geq Q/[\tau_{\text{ср}}]$ . При проверочном расчете  $\tau_{\text{ср}} = Q/S \leq [\tau_{\text{ср}}]$ .

#### Задачи с решениями

**Задача 1.** Два листа соединены заклепкой (рис. 38). На соединение действуют силы  $F = 2,5$  кН. Определить, достаточна ли прочность заклепки, если ее диаметр  $d = 10$  мм, а  $[\tau_{\text{ср}}] = 50$  МПа.

**Решение.** 1. Определение внешних сил, действующих на заклепку. Заклепка воспринимает силы  $F$ , которые действуют на нее в параллельных плоскостях на очень малом расстоянии друг от друга и направлены в противоположные стороны.



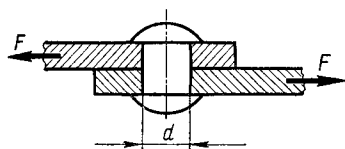


Рис. 38

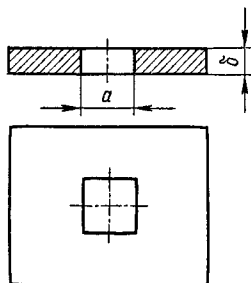


Рис. 39

2. Определение внутренних сил, действующих в заклепке. Единственным сечением заклепки, в котором возможна деформация (исключая деформацию смятия на боковых поверхностях), является сечение, совпадающее со стыком листов. Применив метод сечений, можно сделать вывод, что равнодействующая внутренних сил  $Q = F$ , а сами силы ориентированы так, что появляются касательные напряжения сдвига.

3. Проверка прочности заклепки. Прочность заклепки будет достаточной, если возникающие в ней действительные напряжения сдвига не превысят допускаемых.

Действительные напряжения  $\tau_{ср} = F/S = \frac{2,5 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cdot 10^{-6}} = 3,185 \cdot 10^7 \text{ Па} = 31,85 \text{ МПа}$ . Так как  $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$ , прочность заклепки на сдвиг достаточна.

Задача 2. В стальном листе толщиной  $\delta = 10 \text{ мм}$  на прессе пробити квадратное отверстие со стороной  $a = 20 \text{ мм}$  (рис. 39)). Определить силу, которая потребовалась для пробивки отверстия, если предел прочности при срезе  $\tau_b = 4 \cdot 10^2 \text{ МПа}$ .

Решение. 1. При пробивке отверстия в листе материал разрушился по четырем плоскостям, следовательно, в соответствующих сечениях действительные напряжения достигли предела прочности. При этом происходила деформация сдвига (срез). Таким образом, требуется определить внутреннюю и внешнюю силы по известным напряжениям и размерам, позволяющим подсчитать общую площадь деформируемых сечений.

2. Определение общей площади деформируемых сечений. Эта площадь состоит из площадей четырех прямоугольников с размерами  $a \times \delta$ . Таким образом,  $S = 4a \times \delta = 4 \cdot 20 \cdot 10 = 800 \text{ мм}^2$ .

3. Определение силы, потребной для пробивки отверстий. Напряжение при сдвиге (срезе)  $\tau_{ср} = Q/S$ . Внешняя сила  $F$  должна быть равна равнодействующей  $Q$  внутренних сил, действующих в четырех плоскостях среза, т. е.  $F = Q$ . Учитывая, что действительные напряжения при разрушении (срезе) равны предельно опасным,  $\tau_{ср} = \tau_b$ . Окончательно имеем  $\tau_b = F/S$ . После подстановки числовых данных  $F = \tau_b S = 4 \cdot 10^2 \cdot 800 \cdot 10^{-6} = 32 \cdot 10^4 \text{ Н} = 320 \text{ кН}$ .

## Упражнения и контрольные вопросы

1. Клиновое соединение (рис. 40), состоящее из муфты 1, тяги 3 и клина 2, передает усилие  $F$ . Размеры соединения указаны буквами на чертеже. Определить (в буквенном выражении) размеры площадей сечения, в которых происходят растяжение, срез и смятие.

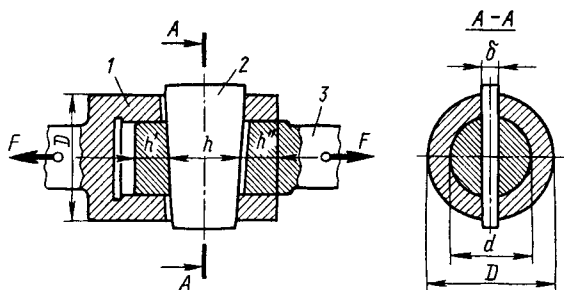


Рис. 40

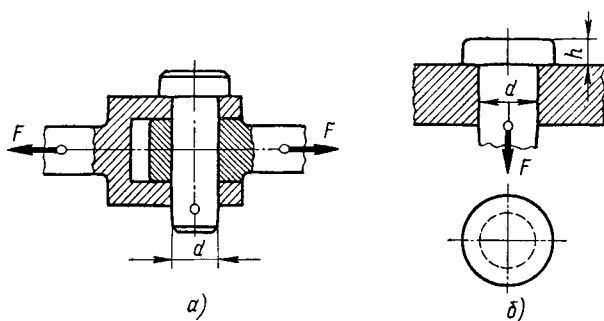


Рис. 41

2. На рис. 41, а и б показаны две конструкции. Определить, какие виды деформации испытывает палец диаметром  $d$  в том и другом случае. В каких сечениях происходят эти деформации? Определить (в буквенном выражении) площади этих сечений.

3. В каких случаях возникает деформация сдвига?

4. Как распределяются напряжения при сдвиге в деформируемом сечении?

5. Как определяются действительные напряжения при сдвиге (срезе)?

**§ 32. Распределение напряжений при кручении**

Деформация кручения возникает, как было отмечено ранее, при действии на брус нагрузок, создающих противоположные пары сил в плоскостях, перпендикулярных продольной оси бруса. Так как при этом прямолинейные образующие круглого бруса принимают вид винтовых линий (это легко наблюдать на резиновом стержне), то можно предположить, что при кручении каждое поперечное сечение по отношению к соседнему поворачивается на некоторый угол. Можно также представить, что брус сложен из множества тончайших дисков; при повороте каждого из них на стыке с соседним происходят перемещения точек в плоскостях, перпендикулярных оси бруса. Вывод таков: при кручении бруса в каждом сечении происходит деформация сдвига и возникают касательные напряжения.

Однако, если при сдвиге (см. § 31) все точки деформируемого сечения прямолинейно смещались на равные расстояния, то при кручении материал в разных точках, находящихся на разных расстояниях от оси бруса, испытывает разные деформации. Чем дальше точка удалена от оси, тем больше перемещение по дуге. Но так как по закону Гука напряжения прямо пропорциональны относительной деформации, то очевидно, что и напряжения в различных точках одного и того же сечения будут различны и прямо пропорциональны расстоянию точки от центра сечения, называемого полюсом. В точке сечения, совпадающей с полюсом, напряжение будет равно нулю, а наибольшие напряжения  $\tau_{\max}$  возникают в наиболее удаленных от полюса точках, расположенных на поверхности бруса.

Таким образом, первое различие деформаций кручения и сдвига заключается в различных законах распределения напряжений по сечению. Второе различие состоит в том, что использование метода сечений при сдвиге позволяет выявить равнодействующую внутренних сил (поперечную силу  $Q$ ), а при кручении тот же метод приводит к обнаружению равнодействующей пары сил, создающей внутренний крутящий момент  $T$ . Оба различия деформаций необходимо иметь в виду при определении действительных напряжений при кручении.

Вывод расчетной формулы для определения действительных напряжений в опасных точках сечения скручиваемого бруса ( $\tau_{\max}$ ) достаточно сложен и требует большого числа математических преобразований, но основывается он на известных положениях. Их последовательность, соответствующая порядку действий при математических преобразованиях, такова. В любом сечении скручиваемого бруса должен действовать внутренний крутящий момент сил упругости, равный внешнему вращающему моменту и возникающий следующим образом: в каждой точке деформируемого сечения действует касательное напряжение, по закону Гука прямо пропорциональное относительной деформации; если предположить, что в окрестностях точки, т. е. на очень маленькой площадке, это напряжение остается неизменным, то это равносильно тому, что в сечении действуют элементарные касательные внутренние силы, каждая из которых создает относительно оси бруса (полюса сечения) элементарный внутренний момент: сумма этих элементарных моментов и является внутренним крутящим моментом.

Соответствующие приведенным рассуждениям математические преобразования (при условии, что брус имел круглое поперечное сечение диаметром  $d$ ) приводят к формуле

$$\tau_{\max} = \frac{T}{\pi d^3/16}.$$

Выражение  $\pi d^3/16$  называют полярным моментом сопротивления сечения кручению и обозначают  $W_p$  (размерность —  $\text{м}^3$ ,  $\text{см}^3$  или  $\text{мм}^3$ ). Для практических расчетов можно принять, что  $\pi d^3/16 \approx 0,2d^3$ .

Сравнение формул для определения действительных напряжений при сдвиге ( $\tau_{\text{ср}} = Q/S$ ) и кручении ( $\tau_{\max} = T/W_p$ ) позволяет сделать вывод, что в правых частях приведенных равенств числитель отражает внутренний силовой фактор, а знаменатель — геометрический. Таким образом, числовая величина  $W_p$  характеризует способность бруса, имеющего круглое поперечное сечение заданных размеров, сопротивляться деформации кручения.

### § 33. Расчеты на прочность

Типовой деталью, испытывающей деформацию кручения, является вал. При проектном расчете его на прочность надо по предварительно выявленному крутящему моменту и допускаемому напряжению опреде-

лить необходимый диаметр вала. Исходной является зависимость, в которой, как обычно, в качестве максимальных действительных напряжений используются допускаемые напряжения, т. е.  $T/(0,2d^3) \leq [\tau_k]$ , откуда

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}$$

Так как для валов многих машин бывает известен не внешний момент, а передаваемая мощность  $P$  (Вт) и угловая скорость  $\omega$  (1/с) или частота вращения  $n$  (об/мин или об/с) вала, то прежде всего определяют внешний вращающий момент (Н·м):  $T = P/\omega$ . Если числовая величина  $n$  дана в об/мин, то  $\omega = \pi n/30$ , если в об/с, то  $\omega = 2\pi n$ .

При проверочном расчете, как и в случаях других деформаций, определяют действительные напряжения и сравнивают их с допускаемыми. Прочность будет обеспечена, если соблюдается условие.  $\tau_k = T/(0,2d^3) \leq [\tau_k]$ .

### Задача с решением

**Задача.** С помощью лебедки поднимается груз, который воздействует на трос с силой  $F=2,5$  кН. Все необходимые размеры лебедки даны на рис. 42, а;  $\eta = 0,85$ ; материал валов — среднеуглеродистая сталь. Определить из расчета на кручение диаметры ведущего и ведомого валов.

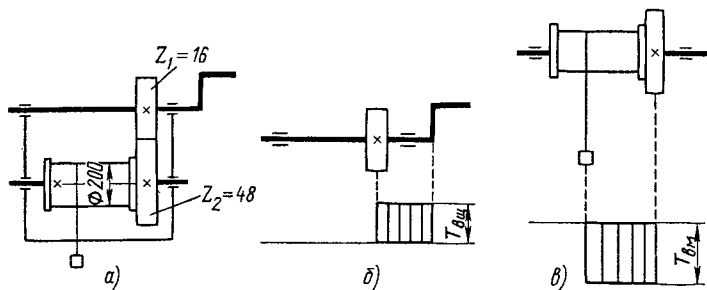


Рис. 42

**Решение.** 1. Определение участков валов, испытывающих деформацию кручения. Рабочий, прикладывая к рукоятке усилие, создает на ведущем валу вращающий момент, которому противодействует момент, создаваемый усилием в зубчатом зацеплении. Очевидно, что в любом сечении вала на этом участке действует равный внешнему внутреннему крутящий момент  $T$ . Изобразив числовую величину этого момента в виде отрезка определенной длины, можно построить график

распределения (эпюру) крутящего момента по длине ведущего вала (рис. 42, б). На ведомом валу вращающий момент создается массой груза (плечо момента силы — радиус барабана), а противодействует ему момент, создаваемый так же, как и на ведущем валу, усилием в зубчатом зацеплении. Аналогично предыдущему построению (см. рис. 42, б) можно построить эпюру внутреннего крутящего момента (рис. 42, в) на ведомом валу лебедки.

2. Определение крутящих моментов.

$$T_{вч} = F \frac{D}{2} = 25 \cdot 10^2 \cdot \frac{200 \cdot 10^{-3}}{2} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{вщ} = \frac{T_{вч}^2}{u_{1-2} \eta},$$

где  $u_{1-2} = z_2/z_1 = 48/16 = 3$ . Тогда  $T_{вщ} = 250/(3 \cdot 0,85) \approx 98 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

3. Определение требуемых диаметров валов. Исходная формула  $d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_k]}}$ . Предварительно определив по справочнику  $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$ , подсчитываем диаметры ведущего и ведомого валов:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{98}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} \text{ м или } d_1 \geq 25,5 \text{ мм (окончательно принимаем}$$

нормальный размер  $d_1 = 26 \text{ мм})$ ;

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{250}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} \text{ м или } d_2 \geq 36,8 \text{ мм (окончательно принимаем}$$

нормальный размер  $d_2 = 38 \text{ мм})$ .

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Как различаются диаметры двух валов, рассчитанных на кручение, при передаче одинаковых мощностей, но с разными частотами вращения ( $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$ ,  $n_2 = 500 \text{ об/мин}$ )?

2. Как, имея в виду неравномерное распределение напряжений при кручении и тот факт, что максимальные напряжения возникают в точках, расположенных на поверхности валов, объяснить целесообразность изготовления не сплошных, а полых валов?

3. Заполнить приведенную ниже таблицу сравнительной характеристики деформаций сдвига и кручения.

Характеристика	Сдвиг	Кручение	Характеристика	Сдвиг	Кручение
<p>Схема нагружения бруса</p> <p>Внешний силовой фактор, приводящий к деформации</p> <p>Внутренний силовой фактор, вызывающий напряжения</p> <p>Характер распределения напряжений по сечению (равномерное, неравномерное)</p>			<p>Вид напряжения (нормальное, касательное)</p> <p>Геометрическая величина, характеризующая способность сечения сопротивляться деформации</p> <p>Расчетная формула для определения максимальных действительных напряжений</p>		

4. Какой внутренний силовой фактор действует в сечении скручиваемого бруса?
5. В чем различие между распределениями напряжений в сечении при сдвиге и кручении?
6. От каких факторов зависит числовая величина напряжения в определенной точке сечения при кручении?
7. В каких точках круглого бруса будут возникать наибольшие напряжения при кручении?
8. Как подсчитываются действительные максимальные напряжения при кручении?
9. Что необходимо знать, чтобы в проектном расчете на кручение определить требуемый диаметр вала?

## ГЛАВА X

### ИЗГИБ И СЛОЖНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ

#### § 34. Особенность деформации изгиба

Деформация изгиба возникает, если брус находится под действием двух противоположно направленных пар сил, расположенных в плоскости его продольной оси. При этой деформации продольные волокна бруса в одной зоне удлиняются, а в другой — укорачиваются (рис. 43).

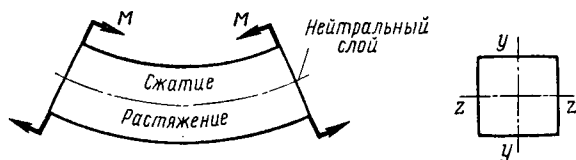


Рис. 43. Схема деформации при чистом изгибе

Между зонами растяжения и сжатия располагается нейтральный слой, волокна которого не подвергаются деформации и сохраняют свою длину неизменной. Чем дальше волокна расположены от нейтрального слоя, тем большую деформацию они испытывают. Отсюда можно сделать вывод, что при изгибе в поперечных сечениях бруса под действием внутренних сил возникают нормальные напряжения растяжения и сжатия. В точках, наиболее удаленных от нейтральной оси  $z-z$ , напряжения будут наибольшими. (Нейтральной осью называется прямая, по которой поперечное сечение пересекается с нейтральным слоем.) В зоне растяжения их обозначают  $+\sigma_{\max}$ , а в зоне сжатия  $-\sigma_{\max}$  (т. е. со знаком «+» обозначают напряжения растяжения, со знаком «—» —

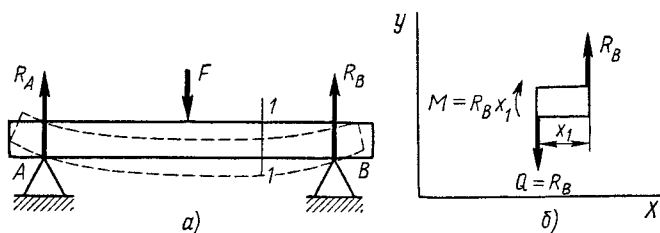


Рис. 44. Схемы изгиба двухопорной балки (а) и применения метода сечения для определения внутренних сил (б)

напряжения сжатия). В точках, расположенных на нейтральной оси, напряжения равны нулю.

Мы рассмотрели случай чистого изгиба, когда брус находился под действием пар сил. Но изгиб может возникнуть и при ином нагружении бруса (рис. 44, а), например под действием внешней силы и реакций опор, перпендикулярных оси балки. (Брус, испытывающий деформацию изгиба, обычно называют балкой.) В этом случае деформация носит более сложный характер и носит название поперечного изгиба. Для определения внутренних силовых факторов и в этом случае применим метод сечений. Рассмотрим любое сечение, например 1—1. Рассечем брус, отбросим левую часть и рассмотрим равновесие оставшейся правой части (рис. 44, б).

Для общего случая равновесия тел, нагруженных плоской системой сил, требуется соблюдение трех условий. Первое условие — равенство нулю суммы сил, направленных параллельно одной из осей (оси  $y$ ), — позволяет сделать вывод, что в сечении должны быть внутренние поперечные силы, равнодействующая которых  $Q = R_B$ . Второе условие — равенство нулю суммы сил, направленных параллельно другой оси (оси  $x$ ), — соблюдается тождественно, так как обе силы (и внешняя, и равнодействующая внутренних сил) направлены перпендикулярно этой оси. Однако для равновесия оставшейся части этого недостаточно, так как силы  $Q$  и  $R_B$  образуют пару сил с плечом  $x_1$ . Третье условие — равенство нулю суммы моментов всех сил — позволяет сделать вывод, что в сечении должны дополнительно действовать внутренние силы, приводящие к образованию уравновешивающей пары сил, т. е. изгибающего момента  $M = R_B x_1$ .

Таким образом, окончательно определяется, что в ка-



честве внутренних силовых факторов в сечении действуют поперечная сила и изгибающий момент. Первый из них является следствием деформации сдвига, а второй — деформации изгиба. Как показала практика, главную опасность для прочности материала при поперечном изгибе представляют нормальные напряжения, поэтому в дальнейшем, рассматривая подобные случаи нагружения, мы будем пренебрегать сопутствующим явлением сдвига, т. е. не учитывать внутренние поперечные силы и соответствующие им касательные напряжения.

### § 35. Распределение нормальных напряжений при изгибе

Проанализируем напряженное состояние бруса прямоугольного сечения площадью  $S$ , жестко закрепленного одним концом и нагруженного так, как показано на рис. 45, а. В данном случае возникает деформация рас-

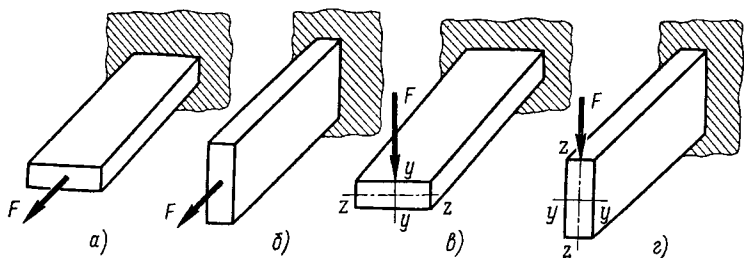


Рис. 45. Схемы растяжения (а и б) и изгиба (в и г) бруса при его различной ориентации

тяжения и в любом нормальном поперечном сечении между свободным и закрепленным концами бруса будут одинаковые напряжения, т. е. все сечения равноопасны. Применяя метод сечений, можно точно установить, что в любом сечении силы упругости равны внешней силе  $F$ . Во всех точках сечений напряжения одинаковы (так как внутренние силы при растяжении распределены по сечению равномерно) и равны  $\sigma_p = N/S$ .

Изменив положение бруса в пространстве (рис. 45, б), снова проанализируем его напряженное состояние. Оказывается, все выводы, приведенные выше, остались справедливыми.

Если к рассмотренным брусьям (условимся в этом

случае называть их балками) приложить силу по-иному (рис. 45, *в* и *г*), они будут испытывать деформацию изгиба. Опыт подсказывает, что в этом случае не все сечения будут равноопасны, как это имело место при растяжении. Возможные разрушения балок могут произойти прежде всего в сечениях, совпадающих с жесткой заделкой и отличающихся от всех остальных тем, что изгибающий момент, создаваемый силой  $F$ , в этих сечениях будет наибольшим. Это связано с тем, что числовая величина момента зависит не только от силы  $F$ , но и от плеча силы, а именно для сечений, совпадающих с заделкой, плечо является наибольшим. Числовую величину этого момента можно определить, применив метод сечений. Таким образом, первое отличие деформации изгиба от деформации растяжения при рассмотренных случаях нагружения заключается в следующем: при изгибе есть наиболее опасное сечение, а при растяжении все сечения равноопасны.

Проанализируем напряженные состояния балок, изображенных на рис. 45, *в* и *г*. Опыт подсказывает, что балка, показанная на рис. 45, *г*, лучше сопротивляется деформации, несмотря на то что размеры поперечных сечений в обоих случаях одинаковы. Положения балок различаются лишь тем, что в первом случае материал в сечении ближе расположен к нейтральной оси ( $z-z$ ), а во втором — дальше от нее ( $y-y$ ). В предыдущем параграфе было отмечено, что чем дальше от нейтрального слоя расположены в балке волокна, тем больше они деформируются, а значит, большее сопротивление деформации оказывают. Второе отличие деформации изгиба от деформации растяжения таково: сопротивление деформации зависит не только от размеров поперечного сечения балки, но и от ориентации ее по отношению к плоскости действия изгибающего момента (в обоих случаях сечение представляет собой прямоугольник, однако в одном случае он имеет большое основание и малую высоту, а в другом — наоборот).

Следовательно, поскольку основное сопротивление изгибу оказывают (или, как говорят, «работают на изгиб») периферийные слои материала, целесообразно при изгибе применять балки с сечениями, в которых материал расположен дальше от нейтральной оси. Так, при одной и той же площади поперечного сечения в качестве балки применять трубу более целесообразно, чем сплошной материал, так как наружный диаметр трубы окажется

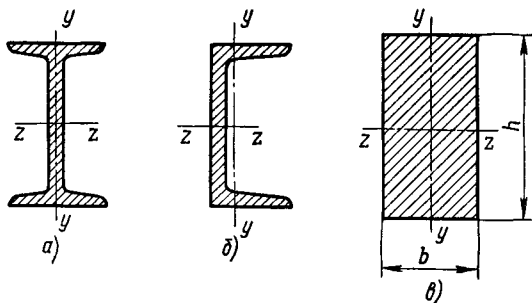


Рис. 46. Типовые профили балок

больше диаметра сплошного материала. Наиболее выгодными профилями балок являются двутавры и швеллеры (рис. 46, а и б), у которых основная часть материала отнесена на значительное расстояние от нейтральной оси.

Поскольку формулу для определения максимальных действительных напряжений изгиба вывести достаточно сложно, приведем лишь последовательность рассуждений, сопровождающих этот вывод при использовании метода сечений. Вначале определяется величина относительной деформации (растяжения или сжатия) в произвольной точке интересующего нас сечения изогнутой балки. Затем по закону Гука определяется напряжение в той же точке. Так как напряжение по существу представляет собой элементарную нормальную внутреннюю силу, то следующим этапом является определение элементарного внутреннего изгибающего момента этой силы относительно нейтральной оси. Вслед за этим найденные для различных точек элементарные внутренние моменты суммируются по всей площади и эта сумма, т. е. внутренний изгибающий момент, приравнивается к внешнему изгибающему моменту. В результате соответствующих этим рассуждениям математических преобразований формула для определения максимальных напряжений изгиба приобретает вид

$$\sigma_{\text{и max}} = \pm M/W.$$

Знаки « $\pm$ » означают, что в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси, но расположенных по разные стороны от нее, возникают различные по характеру деформации нормальные напряжения: в одном случае — напряжения растяжения, в другом — напряжения сжатия. Величина, обозначаемая буквой  $W$  и называемая

осевым моментом сопротивления изгибу, характеризует способность поперечного сечения сопротивляться деформации изгиба относительно нейтральной оси; размерность  $W$  —  $\text{м}^3$ ,  $\text{см}^3$  или  $\text{мм}^3$ . Значение момента сопротивления зависит от формы и размеров поперечного сечения и его ориентации по отношению к плоскости изгибающего момента (для указания последнего фактора к букве  $W$  добавляют индекс, соответствующий обозначению нейтральной оси, например  $W_z$  или  $W_y$ ).

Для квадратного сечения (со стороной  $a$ )  $W_z = W_y = a^3/6$ ; для прямоугольного сечения (рис. 46, в)  $W_z = bh^2/6$ ;  $W_y = hb^2/6$ ; для круглого сечения  $W_z = W_y \approx 0,1d^3$ . Для сложных сечений типа двутавров и швеллеров значения осевых моментов сопротивления изгибу приводятся в справочниках.

### § 36. Расчеты на прочность при изгибе

При проектном расчете требуется определить минимальные размеры опасного поперечного сечения, которые обеспечат при заданной нагрузке необходимую прочность. Изгибающий момент в опасном сечении и материал балки (следовательно, и допускаемые напряжения) известны. Как и в случае других деформаций, расчет ведут в предположении, что максимальные действительные напряжения будут равны допускаемым или несколько меньше их, т. е.  $M/W \leq [\sigma_n]$ , откуда  $W \geq M/[\sigma_n]$ .

Затем в зависимости от предполагаемой формы поперечного сечения балки определяют его необходимые размеры. Если сечение балки круглое, то  $W = 0,1d^3$ ; отсюда определяется искомый диаметр  $d$ . Если же сечение балки представляет собой квадрат со стороной  $a$ , то искомый размер  $a$  находят из равенства  $W = a^3/6$ . Несколько сложнее определить размеры прямоугольного сечения балки. В этом случае необходимо знать ориентацию сечения по отношению к плоскости действующего момента, т. е. положение нейтральной оси. Это позволит из двух зависимостей  $W = bh^2/6$  и  $W = hb^2/6$  выбрать необходимую. Однако определить величины  $b$  и  $h$  можно будет лишь при условии, если известно отношение  $b/h$ .

Если сечение представляет собой стандартный профиль (двутавр, швеллер), то в соответствии с полученной расчетом величиной  $W$  из справочных таблиц подбирают номер соответствующего профиля, причем таблич-

ное значение  $W$  должно быть больше его расчетного значения или равно ему.

При проверочном расчете по заданным или предварительно найденным изгибающему моменту в опасном сечении и допускаемым напряжениям определяют максимальные действительные напряжения, т. е. напряжения в наиболее опасных точках опасного сечения, и сравнивают их с допускаемыми:

$$\sigma_{и\max} = M/W \leq [\sigma_{и}].$$

### § 37. Определение опасного сечения при изгибе

Как было отмечено ранее, одним из отличий деформации изгиба от деформации растяжения (при рассмотренных нами случаях нагружения) является наличие опасного сечения, т. е. сечения, в котором действует максимальный изгибающий момент. Очевидно, надо научиться определять положение опасного сечения балки и изгибающий момент в этом сечении.

В результате анализа простейшего случая нагружения балки (см. рис. 45) положение ее опасного сечения было найдено лишь на основе ранее приобретенного опыта. Снова вернувшись к этому случаю, приведем более строгие доказательства, изобразив балку упрощенно (рис. 47, а). Для определения внутренних силовых факторов воспользуемся методом сечений. Так как этот метод применим лишь к свободному телу, то будем рассматривать равновесие отсеченной правой части (рис. 47, б). В сечении 1 будут действовать поперечная

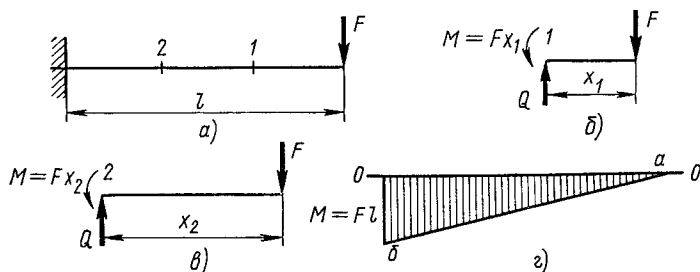


Рис. 47. Построение эпюры изгибающих моментов для одноопорной (консольной) балки:

а — схема действия внешней силы, б и в — равновесие отсеченных частей, г — эпюра изгибающих моментов

сила  $Q = F$  и изгибающий момент  $M = Fx_1$ . В сечении 2 (рис. 47, в) будет действовать та же сила  $Q$ , но момент будет другой —  $Fx_2$ . Аналогичные результаты получим и для других сечений. Условившись пренебрегать поперечными силами и вызванными ими касательными напряжениями сдвига, все внимание сосредоточим на изгибающем моменте, который в соответствии с предыдущими рассуждениями изменяется по длине балки по линейному закону прямо пропорционально отрезкам  $x_1$ ,  $x_2$  и т. д.

Этот закон можно изобразить графически, построив эпюру изгибающих моментов, т. е. график их изменения по длине балки. Выбрав масштаб для единицы момента, откладываем от осевой линии  $O-O$  (рис. 47, г) ординату, соответствующую наибольшему моменту  $Fl$  (условимся момент считать положительным, если он прогибает балку выпуклостью вниз; следовательно, в данном случае момент является отрицательным). Вторая точка для построения эпюры соответствует свободному концу балки. В этом сечении момент равен нулю. Соединив точки  $a$  и  $b$ , получим соответствующую эпюру. Промежуточные между точками  $a$  и  $b$  ординаты соответствуют моментам в интересующих нас сечениях. Итак, для данного случая опасное сечение — в заделке, а изгибающий момент в нем равен  $Fl$ .

В более сложном случае, когда балка двухопорная,

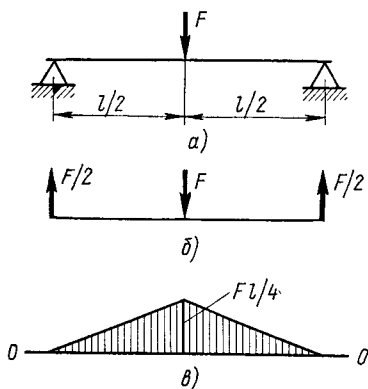


Рис. 48. Построение эпюры изгибающих моментов для двухопорной балки:

$a$  — схема действия внешней силы,  $б$  — равновесие балки под действием внешней силы и опорных реакций,  $в$  — эпюра изгибающих моментов

а действующая сила приложена в середине пролета (рис. 48, а), сразу нельзя применить метод сечений, так как по любую сторону от сечения оказывается не-свободная часть балки со связями. В подобном случае надо вначале отбросить опоры и заменить их реакциями (рис. 48, б), каждая из которых равна  $F/2$ . Применяя многократно метод сечений, вначале рассмотрим равновесие отсеченных частей балки, расположенных правее любого из сечений на участке от правого конца балки до середины пролета. Результат очевиден: если на

конце балки момент равен нулю, то к середине пролета он возрастает до значения  $(F/2) \cdot (l/2)$ , т. е.  $Fl/4$ . Затем точно так же рассмотрим равновесие отсеченных частей балки, расположенных левее любого из сечений на участке от левого конца балки до середины пролета. Результаты будут аналогичными. Выбрав масштаб единицы момента и установив, что изгибающий момент положителен, отложим вверх от оси  $O—O$  ординату  $Fl/4$  и построим эпюру (рис. 48, в). По эпюре видно, что в данном случае опасное сечение находится в середине пролета, а изгибающий момент в нем равен  $Fl/4$ . Именно этой величиной необходимо пользоваться в расчетном уравнении при проектном или проверочном расчете балки на изгиб.

### § 38. Продольный изгиб

Деформация сжатия, как известно, возникает при действии на брус сил, направленных по его продольной оси навстречу друг другу; при этом поперечные размеры бруса должны мало отличаться от его продольных размеров. Если поперечные размеры бруса будут во много раз меньше его длины (такой брус называют стержнем), то может возникнуть иное напряженное состояние. Вначале, когда силы невелики, стержень действительно подвергается сжатию и его ось будет оставаться прямолинейной. Однако при увеличении сила может достигнуть такого значения, которое выведет стержень из устойчивого положения и его ось станет криволинейной (рис. 49). Естественно, что и работоспособность детали при этом будет нарушена.

Деформация стержня, являющаяся следствием потери его устойчивости под действием сжимающих сил, называется продольным изгибом. Сила, которая соответствует моменту перехода стержня из устойчивого положения в неустойчивое, называется критической, а напряжение сжатия, соответствующее этой силе, — критическим напряжением. Практика показывает, что это напряжение меньше обычного предельно опасного напряжения, ориентируясь на которое выбирают допускаемые напряже-

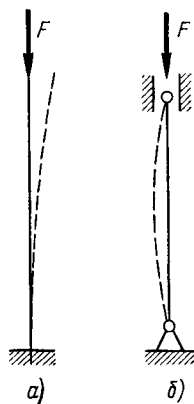


Рис. 49. Продольный изгиб жестко закрепленного (а) и с шарнирными опорами (б) стержней

ния при сжатии. Поэтому, чтобы расчет на прочность при сжатии одновременно гарантировал устойчивость, допускаемые напряжения при таком нагружении стержней снижаются в зависимости от соотношения длины и поперечных размеров стержня, а также способа закрепления его концов (стержень, изображенный на рис. 49, а, менее устойчив, чем стержень, показанный на рис. 49, б).

### § 39. Сложные деформации

Рассмотренные ранее растяжение, сжатие, сдвиг, кручение, поперечный и продольный изгибы относятся к простым деформациям. Однако некоторые детали могут подвергаться одновременно нескольким деформациям. Наиболее часто встречаются такие комбинации простых деформаций, как растяжение (сжатие) с изгибом и изгиб с кручением.

**Растяжение с изгибом.** Если брус нагружен так, как показано на рис. 50, а, то он испытывает обычную деформацию растяжения; если же сила действует на него так, как показано на рис. 50, б, то брус (теперь это балка) испытывает простую деформацию поперечного изгиба. Определить вид деформации при нагружении, показанном на рис. 50, в, нетрудно, если предварительно разложить заданную силу  $F$  на две составляющие —  $F_1$  и  $F_2$  (рис. 50, г). В результате этого действия становится ясно, что нагружение аналогично сумме двух первых нагружений, а значит, и напряженное состояние бруса будет соответствовать одновременному появлению в нем напряжений растяжения и изгиба.

Проанализировав действие силы  $F_1$ , можно сделать следующие выводы: при деформации растяжения все сечения по длине бруса и все точки в сечениях равноопасны; равнодействующая внутренних сил  $N = F_1$ ; напряжение  $\sigma_p = F_1/S$ , где  $S$  — площадь поперечного сечения бруса.

Проанализировав действие силы  $F_2$ , можно сделать следующие выводы: здесь наиболее опасным является сечение в заделке, где наибольший изгибающий момент  $M = F_2 l$ ; в этом сечении наиболее опасны точки, дальше всего расположенные от нейтральной оси; напряжение в этих точках

$$\sigma_{\text{и max}} = \pm F_2 l / W,$$

где  $F_2 l$  — изгибающий момент в заделке;  $W$  — осевой момент сопротивления сечения изгибу.



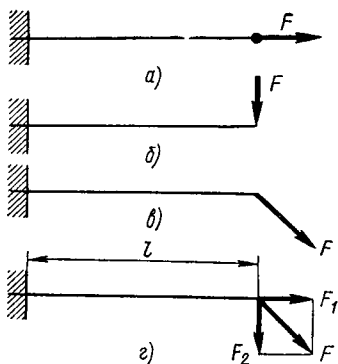


Рис. 50. Различные виды деформаций бруса (балки) в зависимости от действующих сил

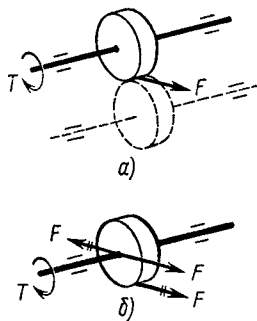


Рис. 51. Начальная (а) и результирующая (б) схемы к расчету сил, действующих на вал

Нормальные напряжения  $\sigma_p$  и  $\sigma_{н\max}$ , направленные по одной прямой, можно складывать алгебраически. Очевидно, что в итоге наиболее опасным будет сечение в заделке, а в нем наиболее опасны те точки, в которых напряжения суммируются, т. е. имеют одинаковый знак:

$$\sigma_{\text{сум}} = F_1/S + F_2 l/W.$$

**Изгиб с кручением.** Этот вид сложной деформации встречается очень часто. Все валы, испытывая деформацию кручения, вместе с тем подвергаются деформации изгиба под действием сил, передаваемых зубчатыми колесами, ремнями и другими подобными элементами различных передач. На схеме, показанной на рис. 51, а, изображен вал с ведущим зубчатым колесом, находящимся в зацеплении с другим (ведомым) колесом. К валу приложен внешний вращающий момент  $T$ , под действием которого в зоне зацепления на ведущем колесе возникает сила, направленная по касательной к начальной окружности, — окружная сила  $F$ .

Чтобы определить, какой вид деформации вала вызывает эта сила, приложим в центре колеса (т. е. к валу) две равные и противоположно направленные силы  $F$  (рис. 51, б). Такое добавление уравновешенной системы сил (равнодействующая добавленной системы сил равна нулю) не изменит механического состояния тела и поэтому возможно. В результате получим эквивалентную си-

стему, состоящую из трех сил, две из которых образуют пару, создающую крутящий момент, а третья изгибает вал в горизонтальной плоскости.

В подобных случаях совместного действия изгиба и кручения нельзя алгебраически суммировать (как это мы сделали при совместном действии изгиба и растяжения) напряжения в опасных точках, так как векторы касательных напряжений кручения и нормальных напряжений изгиба направлены не по одной прямой, а под прямым углом. В таких случаях определение суммарного напряжения производят на основе специальных теорий прочности, которые изучаются в более подробных курсах дисциплины «Сопротивление материалов».

### Задачи с решениями

**Задача 1.** На строгальном станке обрабатывают деталь (рис. 52). Сила  $F$ , возникающая в результате сопротивления металла резанию и воспринимаемая резцом, равна 10 кН; размеры сечения резца  $b \times h = 30 \times 40$  мм. Определить наибольший вылет резца, при котором напряжение изгиба не превысит допускаемого  $[\sigma_{\text{н}}] = 10^2$  МПа.

**Решение.** 1. Резец можно рассматривать как балку, закрепленную одним концом и нагруженную изгибающей силой на другом. Максимальные напряжения изгиба, возникающие в заделке, по условию прочности не должны превышать допускаемых. Зная осевой момент сопротивления изгибу (его легко определить по размерам сечения  $b \times h$ ) и допускаемые напряжения, можно по формуле проектного расчета определить соответствующий им изгибающий момент, а зная момент и силу, легко определить плечо силы, т. е. вылет резца.

2. Определение изгибающего момента, действующего в опасном сечении. Из формулы проектного расчета на изгиб  $M/W = [\sigma_{\text{н}}]$  определяем  $M = [\sigma_{\text{н}}]W$ , где для прямоугольного сечения относительно нейтральной оси  $y-y$   $W = bh^2/6$ . После подстановки числовых данных получим  $M = 10^8 \cdot \frac{30 \cdot 40^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

3. Определение наибольшего вылета резца. Так как  $M = Fl$ , то  $l = M/F = 800/10^4 = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм}$ . Следовательно, для обеспечения прочности резца требуется вылет  $l \leq 80 \text{ мм}$ .

**Задача 2.** Двухавровая балка  $AB$  (рис. 53) является опорой подъемного механизма. Поднимаемый груз действует на крюк меха-

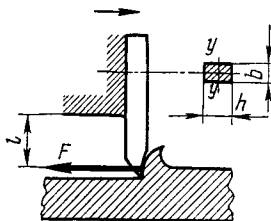


Рис. 52

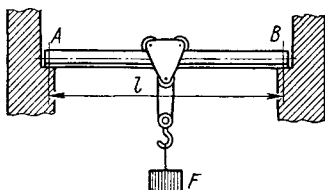


Рис. 53

низма с силой  $F = 40$  кН; длина пролета  $l = 4$  м. Определить размеры профиля балки, если  $[\sigma_n] = 10^2$  МПа (расчет произвести для случая, когда механизм с грузом находится в середине пролета).

**Решение.** 1. Так как известна схема нагружения балки, можно определить опасное сечение и изгибающий момент в нем. Поскольку также известно допускаемое напряжение, задача сводится к определению  $W$  по формуле проектного расчета. Зная  $W$ , можно по справочнику определить размер стандартного профиля балки (двутавра).

2. Определение опасного сечения и изгибающего момента в нем. Представив конструкцию в виде упрощенной расчетной схемы (см. рис. 48) и применив метод сечений, легко определить, что опасное сечение находится в середине пролета, а момент в нем  $M = Fl/4 = 40 \cdot 10^3 \cdot 4/4 = 4 \cdot 10^4$  Н·м.

3. Определение необходимого профиля двутавра. Из формулы проектного расчета  $M/W \leq [\sigma_n]$  определим, что  $W \geq M/[\sigma_n]$  или  $W \geq 4 \cdot 10^5$  мм<sup>3</sup>. Рациональное расположение профиля такое, как на рис. 46, а; при этом ось  $z-z$  является нейтральной. Вычисленной минимальной величине  $W = 4 \cdot 10^5$  мм<sup>3</sup> по справочнику соответствует двутавр № 27а, у которого  $W_{\text{табл}} = 4,06 \cdot 10^5$  мм<sup>3</sup>.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Заполнить приведенную ниже таблицу сравнительной характеристики деформаций растяжения и изгиба.

Характеристика	Изгиб (чис- тый)	Растя- жение	Характеристика	Изгиб (чис- тый)	Растя- жение
Схема нагружения бруса (балки) Внутренний силовой фактор, вызывающий напряжения Характер распределения напряжений по сечению (равномерное, неравномерное)			Вид напряжения (нормальное, касательное) Геометрическая величина, характеризующая способность сечения сопротивляться деформации Расчетная формула для определения максимальных действительных напряжений		

2. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечном сечении балки при чистом и поперечном изгибах?

3. В чем различие между распределениями нормальных напряжений в сечении при изгибе и растяжении?

4. Какие зоны деформации существуют в продольном сечении изогнутого бруса?

5. В каких точках поперечного сечения напряжения при изгибе будут наибольшими?

6. Как определяются действительные максимальные напряжения  $\sigma_{н\max}$  при изгибе?

7. Что такое «эпюра изгибающих моментов» и с какой целью ее строят?

8. В чем сущность деформации продольного изгиба?

9. Какие существуют виды сложных деформаций? Назовите для примера детали и инструменты, испытывающие при работе сложные деформации.

10. Можно ли использовать схемы, показанные на рис. 51, для расчета оправки фрезерного станка? Ответ пояснить.

11. Определить виды деформации бруса (рис. 54,  $a—z$ ).

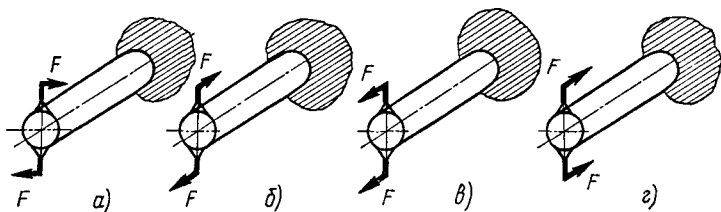


Рис. 54

## ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

### ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН

#### ГЛАВА XI

#### ДЕТАЛИ МАШИН И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Любая машина состоит из отдельных деталей — изделий, изготовленных из однородного материала без применения сборочных операций. Несколько деталей, соединенных между собой сборочными операциями, образуют сборочную единицу. Детали и сборочные единицы, которые входят в состав самых различных машин, но исполняют в них одну и ту же роль, называют деталями и сборочными единицами общего назначения.

К современным машинам предъявляется много общих требований, главными из которых являются: высокие производительность и коэффициент полезного действия; простота изготовления; удобство и простота обслуживания; надежность; долговечность; безопасность работы; небольшие масса и габаритные размеры. В соответствии с этим определяются и основные требования к деталям машин:

*прочность* — деталь не должна разрушаться или получать остаточные деформации под влиянием действующих на нее сил;

*жесткость* — упругие деформации элементов детали должны быть весьма малы и не превышать допускаемых, заранее заданных значений;

*износостойкость* — в течение заданного срока работы износ не должен вызывать нарушения характера сопряжения детали и приводить к недопустимому уменьшению прочности;

*надежность* — деталь должна выполнять свои функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени;

*малые масса и габаритные размеры* — деталь должна быть прочной, жесткой и износостойкой при минимальных массе и габаритных размерах;

*технологичность* — форма и размеры детали должны

быть такими, чтобы при ее изготовлении затраты труда и времени были минимальными;

*соответствие государственным стандартам* — отдельные конструктивные элементы деталей (например, резьба) или форма и размеры деталей в целом (болты и др.) должны соответствовать единым нормативам.

Перечисленные требования учитываются конструктором при создании проекта машины. Этот процесс, называемый проектированием, состоит из нескольких этапов.

1. *Эскизное проектирование* — конструктор на основе проектного задания подбирает или создает принципиальную схему будущей машины и делает основные расчеты по определению действующих сил (или моментов сил); в соответствии с этим определяются основные конструктивные размеры машины.

2. *Техническое проектирование* — на основе более обстоятельных расчетов разрабатываются чертежи общих видов машины и ее сборочных единиц.

3. *Рабочее проектирование* — на основе окончательных уточненных расчетов изготавливают чертежи общих видов, сборочных единиц и отдельных деталей; рабочие чертежи деталей содержат все необходимые данные для их изготовления, а по чертежам общих видов и сборочных единиц собирают машину.

Применяемые в машиностроении соединения деталей можно разделить на две основные группы: разъемные и неразъемные. *Разъемные* соединения можно многократно разбирать и вновь собирать без разрушения деталей, *неразъемные* могут быть разобраны лишь путем разрушения соединительных элементов. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные (шлицевые), клиновые и штифтовые, а к неразъемным — заклепочные и сварные.

## ГЛАВА XII

### РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### § 40. Резьбовые соединения

Резьбовые соединения являются самыми распространенными. Основным элементом деталей соединения является резьба — канавка, прорезанная (выдавленная) по винтовой линии на поверхности детали. Наиболее часто такой поверхностью является цилиндрическая, иногда — коническая. Резьба может быть наружной и внутренней, правой и левой.

Надежность резьбового соединения зависит от силы трения, действующей в его элементах. Так как наибольшая сила трения возникает при треугольной резьбе, то именно такой профиль резьбы чаще всего применяют в резьбовых деталях. Стандартом в качестве основной крепежной резьбы принята метрическая резьба с углом  $60^\circ$  при вершине профиля (основные размеры такой резьбы — наружный диаметр и шаг).

Резьбовые соединения выполняют с помощью крепежных резьбовых деталей: болтов с гайками (рис. 55, а), винтов (рис. 55, б), шпилек с гайками (рис. 55, в). *Болт* — это имеющий головку цилиндрический стержень с резьбой; на нарезанную часть стержня болта наворачивается гайка. *Винт*, также имея резьбу, отличается от болта тем, что ввертывается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей. *Шпилька* — это цилиндрический стержень, имеющий резьбу с обоих концов; она ввертывается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей, а на другой ее конец наворачивают гайку. При соединении болтом или шпилькой используют *шайбу* — кольцевую пластинку, предохраняющую деталь от повреждения вращающейся гайкой. Форма гаек, головок болтов и винтов чаще всего шестигранная. У винтов небольших размеров головки иногда делают с прорезью (шлицем) под отвертку.

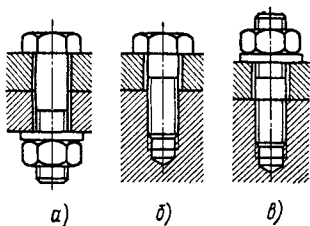


Рис. 55. Резьбовые соединения

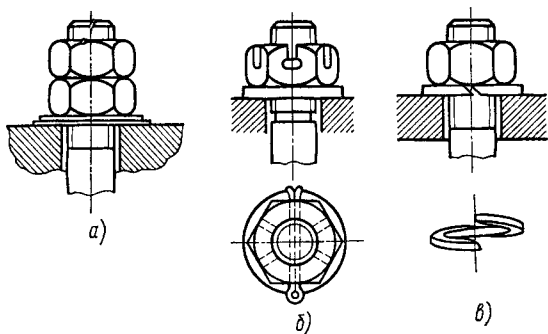


Рис. 56. Замковые устройства резьбовых соединений (гаечные замки)

Болтовое соединение применяют для соединения деталей небольшой толщины и при наличии в конструкции места для размещения гайки. В тех случаях, когда одна из деталей имеет значительную толщину (для нарезания резьбы) и отсутствует место для гайки, применяют соединение винтом. Если соединяемые детали имеют значительную толщину и в то же время частая разборка соединения может вызвать повышенный износ резьбы (например, деталей из чугуна или алюминиевых сплавов), то и винтовое соединение оказывается нерациональным. В этом случае применяют соединение шпилькой.

Несмотря на то что применяемая в резьбовых деталях треугольная резьба с малым углом подъема винтовой линии обеспечивает самоторможение, иногда, особенно при динамических нагрузках, возможны случаи самоотвинчивания, во избежание которых применяют специальные замковые устройства, наиболее распространенными из которых являются контргайки (рис. 56, а), шплинты (рис. 56, б) и пружинные шайбы (рис. 56, в).

## § 41. Шпоночные соединения

Шпоночное соединение образуется призматическим или клиновидным стержнем (шпонкой), одновременно находящимся в пазах вала и насаженной на него детали (втулки, шкива, зубчатого колеса). Основное назначение шпонки — передача вращающего момента.

Клиновую шпонку (рис. 57, а) забивают в пазы между валом 1 и насаженной на него деталью 2 до упора,

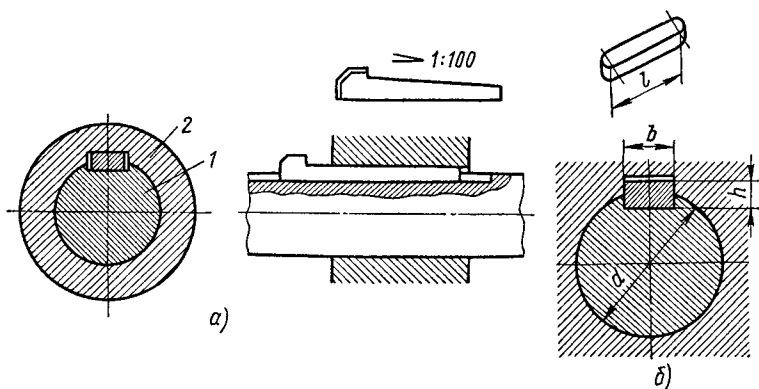


Рис. 57. Шпоночные соединения



поэтому она создает напряженное соединение еще до приложения рабочей нагрузки. Основным недостаток такой системы — неизбежный перекос насаживаемой на вал детали и, как результат, смещение центра тяжести всего соединения. Последнее, как известно, приводит к появлению при вращении неуравновешенной силы, которая вызывает износ и разрушение опор вала. Поэтому клиновые шпонки применяют сравнительно редко, в основном в тихоходных неотчетственных передачах.

Наиболее распространена *призматическая* шпонка (рис. 57, б), которую в отличие от клиновой не забивают, а закладывают в паз вала. Подобное соединение требует большей точности при изготовлении, однако оно отличается ненапряженным состоянием и отсутствием эксцентриситета (смещения осей вала и насаженной на него детали). Призматические шпонки, применяемые в подвижных соединениях (например, при посадке перемещаемых блоков зубчатых колес на валах в коробках скоростей станков), крепятся к валу винтами и называются *направляющими*.

Все виды шпонок стандартизованы, т. е. их размеры согласованы с диаметром вала (так как и вал, и шпонка передают один и тот же вращающий момент). Если необходимо подобрать призматическую шпонку, то по ранее рассчитанному диаметру  $d$  вала в таблицах ГОСТа определяют размеры  $b \times h$  шпонки (длину  $l$  шпонки обычно принимают равной  $1,5d$ ), а затем производят проверочный расчет шпонки на смятие.

Соединение, в котором шпонки выполнены заодно с валом, называют *шлицевым* (рис. 58). Такие соединения по сравнению с обычными шпоночными имеют

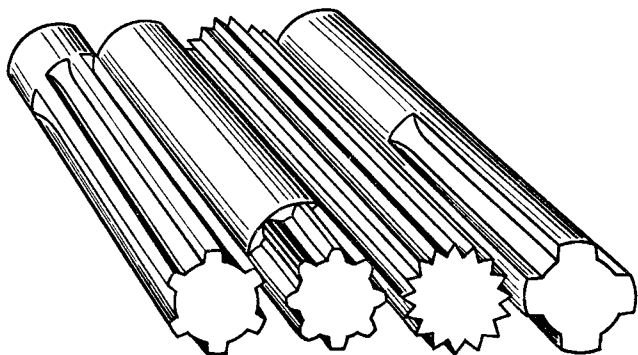


Рис. 58. Шлицевые валы

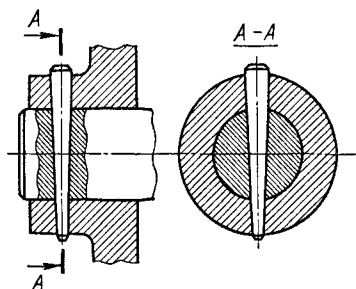


Рис. 59. Соединение коническим штифтом

большую поверхность контакта, а следовательно, и большую нагрузочную способность, а также обеспечивают более высокую точность, так как в шпоночном соединении участвуют три детали, а в шлицевом — две.

## § 42. Клиновые и штифтовые соединения

Клиновое соединение (см. рис. 40) состоит из стержня (тяги), втулки (муфты) и клина. Соединяющей деталью является клин, который вставляется в сквозные прорезы стержня и втулки. Достоинство такого соединения — возможность быстрой сборки и разборки; при этом углы скоса на клине сделаны такими, чтобы предотвратить возможность саморазборки, т. е. обеспечить самоторможение.

Разновидностью клинового соединения является штифтовое соединение (рис. 59). (*Штифт* — это гладкий цилиндрический или конический стержень.) По сравнению с клиновым оно более технологично и обеспечивает взаимозаменяемость деталей.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Перечислите виды разъемных соединений и основные крепежные детали.
2. Почему на крепежных резьбовых деталях чаще всего используют треугольную резьбу?
3. В каких случаях для резьбовых соединений применяют болты, винты, шпильки?
4. Дайте характеристику основных гаечных замков.
5. Какой тип шпонки наиболее часто применяют и почему?
6. Какая деформация возникает в призматической шпонке при передаче соединением вращающего момента?
7. Дайте сравнительную характеристику шпоночных и шлицевых соединений.

## ГЛАВА XIII

### НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

## § 43. Заклепочные соединения

Основным элементом заклепочного соединения является заклепка — цилиндрический стержень с голов-

кой. Заклепку вводят в отверстия соединяемых деталей (обычно листов) и, деформируя выступающую часть, образуют вторую — замыкающую — головку. Наиболее распространены заклепки с полукруглой (рис. 60, а), потайной (рис. 60, б) и полупотайной (рис. 60, в) головками.

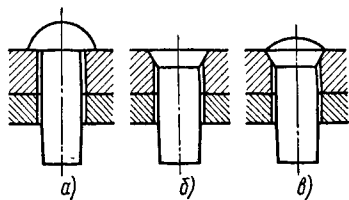


Рис. 60. Формы головок заклепок

Вместе с соединяемыми деталями заклепки образуют заклепочные швы, которые могут быть однорядными и многорядными (обычно двух- и трехрядными). По

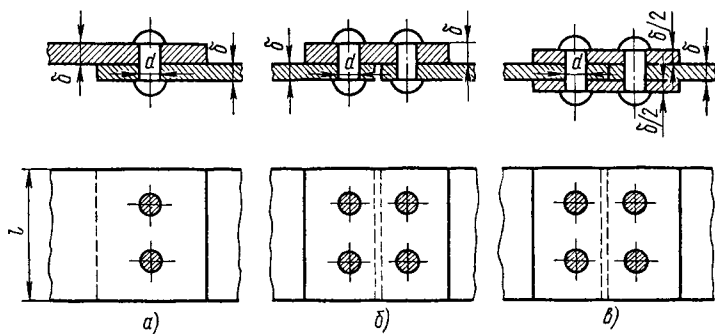


Рис. 61. Заклепочные швы:

а — однорядный нахлесточный, б и в — стыковые соответственно с одной и двумя накладками;  $\delta$  и  $\delta/2$  — толщины накладок

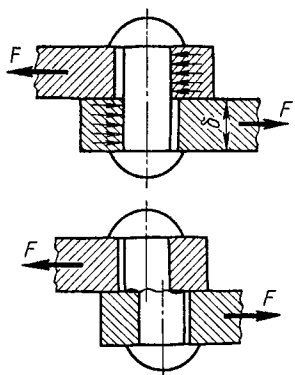


Рис. 62. Схемы деформации заклепки

расположению соединяемых листов различают швы нахлесточные и стыковые с одной или двумя накладками (рис. 61). При взаимодействии склепанных листов и заклепки (рис. 62) в последней возникают деформации смятия и сдвига. В зависимости от числа плоскостей, по которым возможен срез, швы делятся на односрезные (нахлесточные и стыковые с одной накладкой) и двухсрезные (стыковые с двумя накладками).

## § 44. Сварные соединения

Сварные соединения элементов металлоконструкций осуществляют чаще всего методом электросварки. Наиболее распространены соединения стыковые (рис. 63, а) и нахлесточные (рис. 63, б). В первом случае в шве возник-

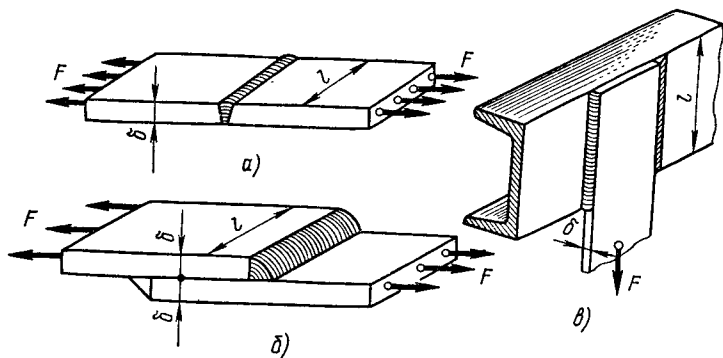


Рис. 63. Сварные соединения, выполненные стыковым (а) и валиковыми лобовым (б) и фланговым (в) швами

кает деформация растяжения, во втором — деформация сдвига. При нахлесточном соединении швы называют в а л и к о в ы м и; если они расположены перпендикулярно направлению действия нагрузки, их называют *лобовыми* (см. рис. 63, б), если параллельно — *фланговыми* (рис. 63, в).

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Назовите основные виды неразъемных соединений.
2. Какие виды деформации возникают в накладках и заклепках конструкции, изображенной на рис. 61, в, если к листам накладок приложить центральные осевые силы?
3. Какой вид деформации возникает на стыке головок заклепок с листами (накладками) при образовании заклепочного шва?
4. Дайте характеристику заклепок, используемых в конструкциях, связанных с вашей профессией.
5. Какого вида напряжения (нормальные или касательные) возникают в швах соединений, изображенных на рис. 63, а и б?
6. Почему накладки в конструкции, изображенной на рис. 61, в, должны иметь толщину в два раза меньшую, чем в конструкциях, показанных на рис. 61, а и б?

## § 45. Оси и валы

Оси и валы — детали, несущие на себе вращающиеся части машин: зубчатые колеса, шкивы, барабаны, звездочки и т. д. Ось обычно представляет собой сплошное или полое ступенчатое (реже — гладкое) тело цилиндрической формы (рис. 64). Оси бывают *вращающиеся* и

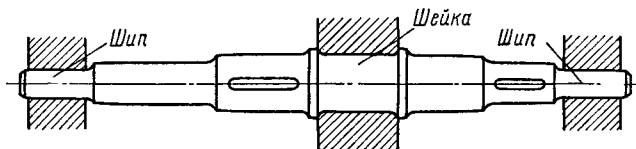


Рис. 64. Ось

*неподвижные*. Например, вагонная ось вместе с закрепленными на ней колесами вращается, ось велосипеда неподвижна, а колесо вращается относительно нее.

Наиболее распространенные прямые валы, по форме не отличающиеся от осей, существенно отличаются от них по характеру работы. Одно из отличий: валы не могут быть неподвижными, они обязательно вращаются. Но главное отличие в другом: оси только несут на себе части машин, а следовательно, подвергаются только изгибу, а валы, кроме того, еще и передают вращающий момент, а значит, испытывают одновременное действие изгиба и кручения. Например, шпиндель токарного станка представляет собой полый прямой вал. Вращающему моменту, который передается на шпиндель от электродвигателя (через промежуточные валы), противодействует момент, создаваемый силой резания. Одна из составляющих силы резания, кроме того, изгибает шпиндель.

Оси рассчитывают, как балки, на поперечный изгиб, а валы — на усталостную прочность (выносливость) в результате совместного действия изгиба и кручения.

## § 46. Опоры осей и валов (подшипники)

Вращающиеся оси и валы своими шипами и шейками — цапфами (см. рис. 64) — опираются на неподвижные опоры (подшипники). В зависимости от харак-

тера трения между вращающимися и неподвижными деталями различают подшипники скольжения и подшипники качения.

**Подшипники скольжения.** Простейший подшипник скольжения для цапфы вала выполняется в виде отверстия в станине или корпусе машины, однако после износа он не может быть восстановлен. Поэтому целесообразней делать подшипники в виде самостоятельного узла — втулки с фланцем. Еще более совершенна конструкция, в которой внутрь такого подшипника запрессовывается сменная втулка из специального антифрикционного материала (например, бронзы), что позволяет при износе заменять не весь подшипник, а лишь втулку.

Наиболее часто, особенно при больших нагрузках, применяют подшипник с разрезной втулкой — разъемными вкладышами (рис. 65). Он состоит из корпуса 1,

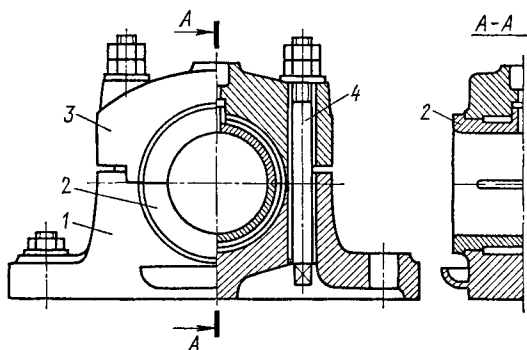


Рис. 65. Разъемный подшипник скольжения

разъемного вкладыша 2, крышки 3 и болтов 4. Через отверстие в крышке на трущиеся поверхности поступает масло. Такой разъемный подшипник удобно устанавливать на любом участке вала (неразъемный можно установить лишь на концевой опоре — шипе); в нем также можно регулировать зазор между валом и вкладышем, поджимая болтами 4 крышку с верхней половиной вкладыша.

Удобство монтажа и демонтажа, а также относительная простота конструкции являются достоинствами подшипников скольжения. Однако у них есть и существенные недостатки, и в первую очередь — большие потери мощности на преодоление трения скольжения.

**Подшипники качения.** Широкое применение подшипников качения объясняется малой потерей мощности на преодоление трения. Подшипник качения (рис. 66) состоит из внутреннего 2 и наружного 1 колец, тел каче-

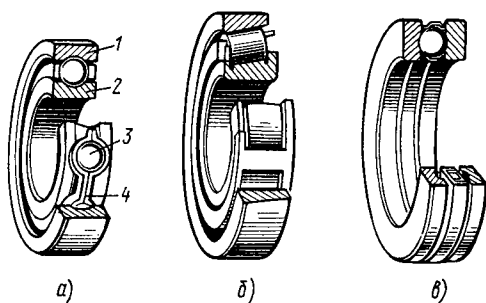


Рис. 66. Подшипники качения:

а — шариковый радиальный однорядный, б — роликовый конический радиально-упорный, в — шариковый упорный одинарный

ния 3 (в данном случае шариков) и сепаратора 4. Внутреннее кольцо обычно жестко насаживается на вал, а наружное закрепляется в корпусе. Между вращающимся и неподвижным кольцами расположены тела качения, удерживаемые на постоянном расстоянии друг от друга сепаратором (слово «сепаратор» означает разделитель).

В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые, а в зависимости от числа рядов тел качения — на одно-, двух- и многорядные. По направлению нагрузок, для восприятия которых предназначены подшипники, различают радиальные, осевые (упорные) и радиально-упорные подшипники: радиальные предназначены для противодействия таким внешним силам, которые направлены перпендикулярно продольной оси подшипника (вала), т. е. по линии, совпадающей с одним из радиусов этих деталей; осевые удерживают вал от осевых перемещений, т. е. перемещений в направлении продольной оси подшипника (вала); радиально-упорные одновременно противодействуют как радиальным, так и осевым перемещениям валов.

Все подшипники стандартизованы. В зависимости от соотношения радиальных и осевых размеров их разделяют на серии — легкую, среднюю и тяжелую. При одинаковом внутреннем диаметре меньшую ширину и наружный диаметр имеют подшипники легкой серии. Подшип-

ники различаются также по нагрузочной способности (динамической грузоподъемности), т. е. по способности в течение определенного срока выдерживать без разрушения заданную нагрузку при заданной угловой скорости вращения вала. В справочных таблицах (каталогах подшипников) указывается динамическая грузоподъемность, по которой выбирают подшипник для конкретных условий работы.

## § 47. Муфты

Муфты предназначены для передачи вращения с одного вала на другой, расположенный с ним соосно. Если муфта рассчитана на постоянное соединение валов, то она называется постоянной. К постоянным относятся *поперечно-свертная* (рис. 67, а) и *продольно-свертная* (рис. 67, б) муфты, состоящие из двух полумуфт, соеди-

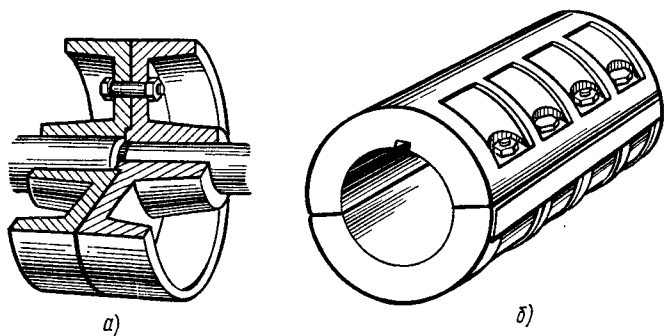


Рис. 67. Поперечно-свертная (а) и продольно-свертная (б) муфты

ненных болтами. Вращающий момент передается шпонками. Подобные муфты, называемые *глухими*, просты по конструкции, однако имеют существенный недостаток — требуют точного центрирования соединяемых валов при сборке.

Этого недостатка нет у *компенсирующих* постоянных муфт. Конструкция их сложнее, однако и возможности шире — они могут соединять валы, имеющие смещение и перекос геометрических осей. Если в такой муфте смещение и перекос валов компенсируются упругими элементами, например стальными пластинчатыми пружинами или резиновыми кольцами, то ее называют *упругой*,



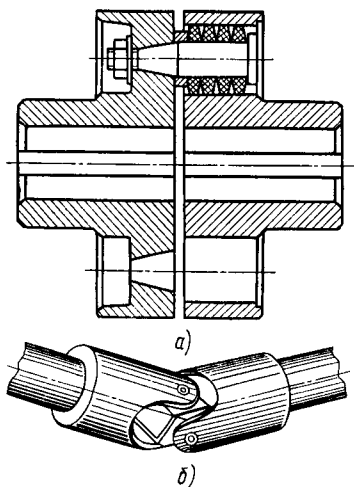


Рис. 68. Упругая втулочно-пальцевая (а) и крестово-шарнирная (б) муфты

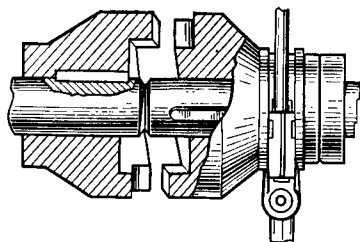


Рис. 69 Кулачковая муфта

если же упругих элементов нет, муфта называется *жесткой*. Из упругих компенсирующих муфт наиболее широкое применение получили втулочно-пальцевые (рис. 68, а). Не менее часто используют жесткие крестово-шарнирные муфты (рис. 68, б), состоящие из двух вилок и крестовины.

При необходимости в процессе работы многократно соединять и разъединять валы применяют сцепные муфты, из которых наиболее часто используют *кулачковую* (рис. 69). Одна из полумуфт жестко соединена с валом, а вторая может перемещаться вдоль него по шпонке или по шлицам. При включении муфты кулачки, имеющиеся на торцовых поверхностях одной полумуфты, входят во впадины другой и передают вращение.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Перечислите и поясните основные требования к деталям машин.
2. В чем состоит эскизное, техническое и рабочее проектирования?
3. В чем различие функций, выполняемых валом и осью?
4. Как называются опорные участки вала?
5. Охарактеризуйте сравнительные достоинства и недостатки подшипников скольжения и подшипников качения.
6. Как и по каким признакам классифицируют муфты?

**§ 48. Редукторы**

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Основное назначение

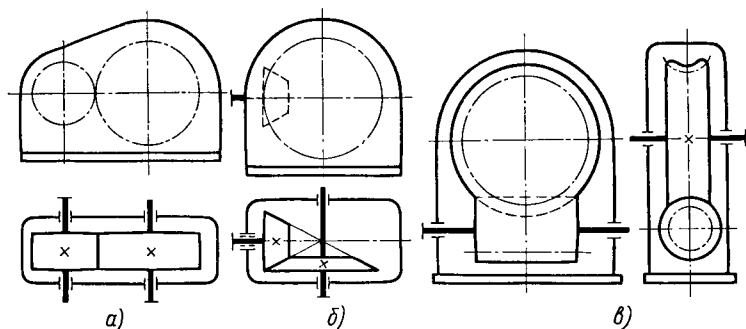


Рис. 70. Схемы редукторов:

*а* — одноступенчатого с цилиндрическими колесами, *б* — одноступенчатого с коническими колесами, *в* — одноступенчатого червячного

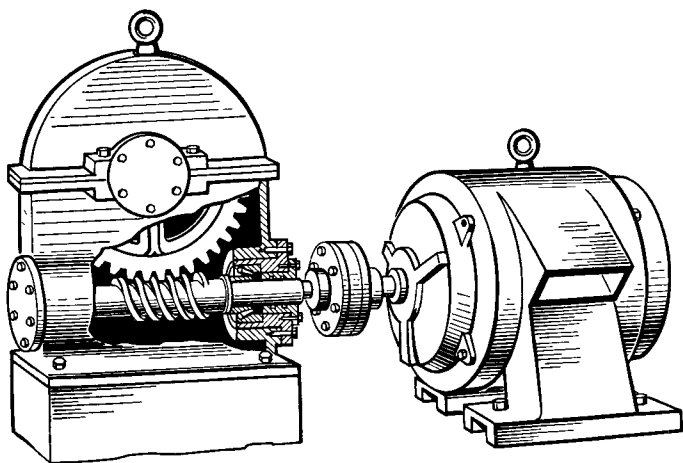


Рис. 71. Привод «Электродвигатель — червячный редуктор»

редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента на ведомом валу по сравнению с моментом на ведущем валу. В зависимости от вида передачи, которая используется в редукторе, различают зубчатые цилиндрические, зубчатые конические, червячные и комбинированные редукторы. Они могут быть одно- и многоступенчатыми (рис. 70). Общий вид привода, состоящего из электродвигателя и червячного редуктора, валы которых соединены муфтой, показан на рис. 71.

## § 49. Коробки передач (скоростей)

Коробка передач отличается от редуктора тем, что с ее помощью можно изменять угловую скорость вращения ведомого вала при неизменной угловой скорости вращения ведущего вала, а также получать различные передаточные отношения (в определенном диапазоне). Изменение передаточного отношения достигается тем, что в зацепление вводят то одни, то другие зубчатые колеса в различных комбинациях. Это обеспечивается чаще всего перемещением блоков зубчатых колес по валам, имеющим направляющую шпонку или шлицы. Коробками передач оборудованы автомобили, металлорежущие станки; переключение скоростей осуществляют рычагами или маховичками, выведенными за пределы коробки передач.

## § 50. Домкраты

Домкраты — это грузоподъемные механизмы, предназначенные для подъема грузов на небольшую высоту и обычно используемые в монтажных и ремонтных работах. По конструктивным признакам различают винтовые и реечные домкраты.

*Винтовой домкрат* (рис. 72) состоит из винта 4, ввинчиваемого в корпус 1, и рукоятки 5 с упором 2, преобразующих качательное движе-

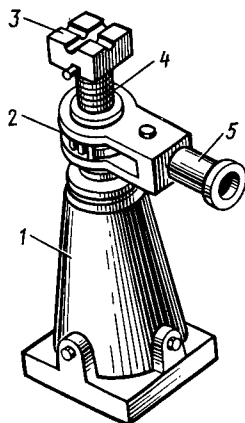


Рис. 72. Устройство винтового домкрата

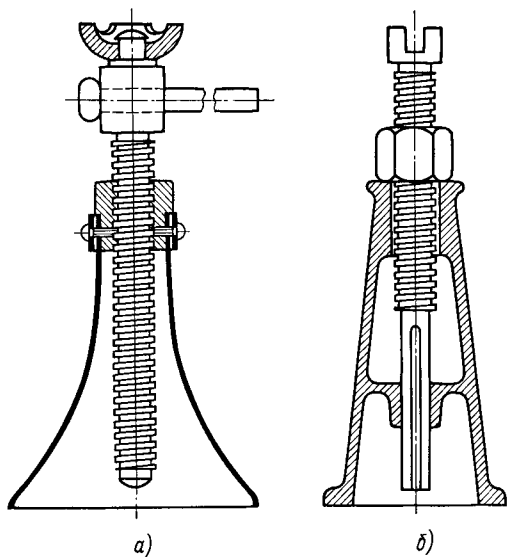


Рис. 73. Схемы винтовых домкратов

ние, производимое рукой рабочего, в прерывистое вращение. Сверху на винте расположена грузовая головка 3. Чтобы груз самопроизвольно не опускался, винт домкрата имеет самотормозящую резьбу с малым углом подъема. Профиль резьбы обычно прямоугольный, что обеспечивает более высокий (по сравнению с другими типами резьб) к.п.д.

Существуют и более простые конструкции винтовых домкратов. В домкрате, показанном на рис. 73, а, винт совершает и вращательное, и поступательное движения, а на рис. 73, б изображен домкрат, в котором для подъема винта вращают гайку; винт в этом случае имеет лишь поступательное движение (его вращение предотвращается направляющей шпонкой).

*Реечный* домкрат (рис. 74) представляет собой коробку, в которой размещаются зубчатая передача и реечный механизм. Вращая рукоятку, сообщают рейке поступательное движение. Груз размещается либо на головке, либо на лапе.

На нужной высоте груз удерживается храповым остановом — колесом с упором.

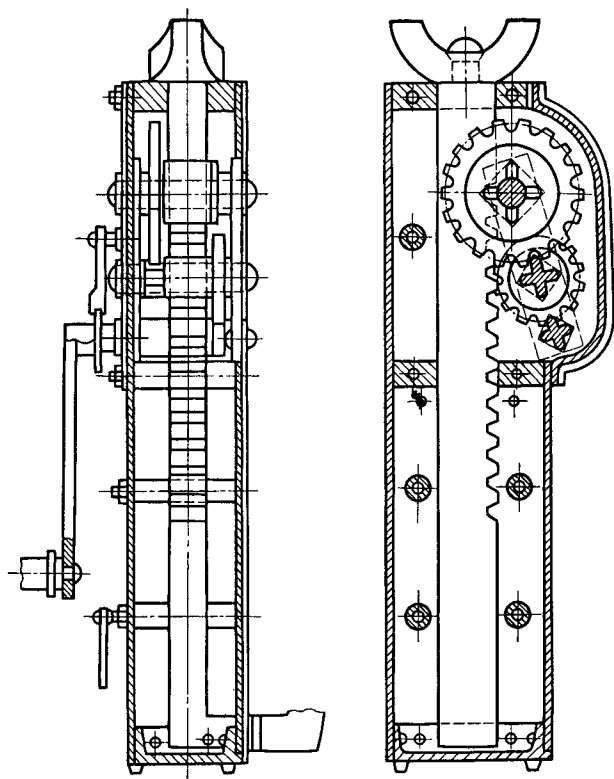


Рис. 74. Реечный домкрат

## § 51. Тали и тельферы

Талиями называют механизмы для подъема груза, состоящие из цепных блоков с зубчатым или червячным приводом. Применяют тали для подъема, опускания или удержания подвешенных к ним грузов. Червячная таль (рис. 75) состоит из звездочки (цепного блока) 5, червячной пары 3—4, пластинчатой грузовой цепи 2, тормоза 1, тягового цепного колеса 6 с тяговой цепью и обоймы 7 с подвижным блоком и крюком. С помощью верхнего крюка таль подвешивается к опоре. Тормоз 1 служит для предотвращения самопроизвольного опускания груза.

При подъеме груза осевая сила, действующая на чер-

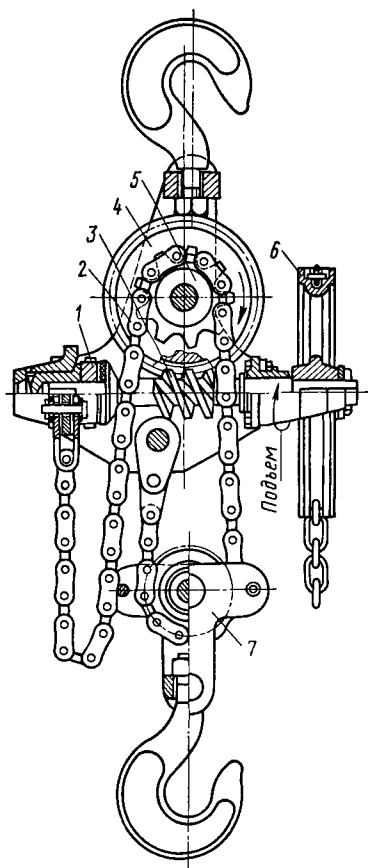


Рис. 75. Червячная таль

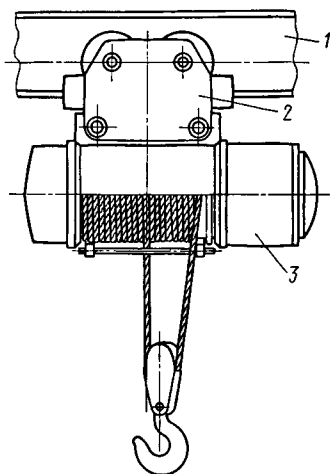


Рис. 76 Тельфер:  
1 — рельс, 2 — тележка, 3 — электропривод

вяке, отжимает его вправо, и храповое колесо свободно вращается под упором. По окончании подъема груз удерживается следующим образом: он стремится повернуть червячное колесо в сторону, противоположную той, которая была при подъеме; червяк отжимает храповое колесо влево, а последнее стопорится упором. При опускании груза осевая сила червяка меняет свое направление и тормоз размыкается.

Для подъема и горизонтального перемещения поднятого груза применяют тельферы (рис. 76) — одно-

рельсовые тележки с электроприводом компактной конструкции, имеющие канатный барабан и обойму с подвижным блоком и крюком.

## § 52. Лебедки

Лебедки — это грузоподъемные механизмы, применяемые для подъема и перемещения грузов и используемые как самостоятельно, так и в качестве составных частей более сложных машин, например кранов, экскаваторов. Привод у лебедки может быть ручным или механическим. В лебедке с ручным приводом (рис. 77)

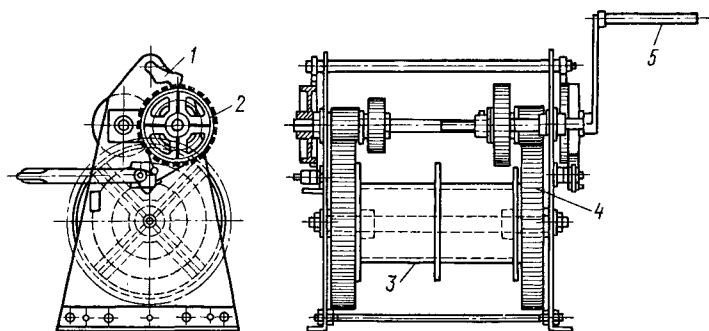


Рис. 77. Лебедка с ручным приводом

вращение от рукоятки 5 через зубчатое колесо 4 передается барабану 3, на который навивается грузовой канат. Для предотвращения самопроизвольного обратного хода при подъеме груза имеется храповой останов 1, а для торможения при опускании груза — ленточный тормоз 2.

Храповой останов состоит из храпового колеса с упором. Форма зубьев на храповом колесе такова, что упор не препятствует его вращению лишь в одном направлении. Ленточный тормоз включает в себя тормозной барабан и охватывающую его гибкую ленту. При затягивании ленты возникают силы трения, останавливающие барабан.

### Упражнения и контрольные вопросы

1. Каково назначение редукторов и коробок передач?
2. В чем конструктивное отличие коробки передач от редуктора?
3. Чем отличаются кинематические возможности редукторов и коробок передач?

**УПРАЖНЕНИЯ**  
**К ИТОГОВОМУ ЗАЧЕТУ**  
**ПО ОСНОВА ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ**

**1. МЕХАНИЗМЫ**

Название механизма	Условное изображение механизма на кинематических схемах	Пример применения и назначения механизма в оборудовании по изучаемой профессии	Основные конструктивные элементы механизма и материалы для их изготовления
Плоскоременная передача			
Клиноременная передача			
Зубчато-ременная передача			
Зубчатая цилиндрическая передача			
Зубчатая коническая передача			
Червячная передача			
Реечный механизм			
Винтовой механизм			
Кривошипно-шатунный механизм			
Кривошипно-кулисный механизм			
Кулачковый механизм			



## 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И ДЕФОРМАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

Вид деформации	Деталь в оборудовании по изучаемой профессии, подвергающаяся данной деформации; материал детали	Упрощенная схема нагружения детали внешними силами
Растяжение		
Сжатие		
Сдвиг (срез)		
Кручение		
Поперечный изгиб		
Продольный изгиб		
Растяжение с изгибом		
Изгиб с кручением		

## 3. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И СБОРОЧНЫЕ ЕДИНИЦЫ

Название соединения (сборочной единицы)	Пример применения и назначение в оборудовании по изучаемой профессии	Основные конструктивные элементы и материалы для их изготовления
Соединение болтом		
Соединение винтом		
Соединение шпилькой		
Шпоночное соединение		
Шлицевое соединение		
Штифтовое соединение		
Заклепочное соединение		
Сварное соединение		
Подшипник скольжения		
Подшипник качения		
Муфта		

## Основные и производные единицы СИ.

### Внесистемные единицы, применяемые для решения задач по механике

В курсах физики и механики в настоящее время применяется Международная система единиц — СИ, которая с 1979 г. в соответствии со стандартом СЭВ 1052—78 «Метрология. Единицы физических величин» стала обязательной для всех отраслей народного хозяйства СССР. В то же время в промышленной эксплуатации еще находится оборудование, паспортные данные которого содержат внесистемные единицы и некоторые традиционные единицы национальной технической системы, в течение длительного времени широко применявшейся в технических науках; эти же единицы использованы во многих ранее изданных учебных пособиях и справочниках по различным отраслям техники.

Поэтому, пользуясь технической литературой или выполняя математические действия над числовыми значениями силы, массы, мощности, напряжений и других физических величин, которые входят в формулы, отражающие механические закономерности, всегда нужно учитывать, в каких единицах выражено соответствующее числовое значение.

Во всех расчетах на уроках спецтехнологии необходимо применять основные и производные единицы СИ, а также десятичные кратные и дольные единицы от них. Наравне с единицами СИ допускается применять небольшую группу внесистемных единиц, а также некоторые нашедшие широкое применение на практике десятичные кратные и дольные от них.

### 1. Основные единицы СИ

Величина	Единица	
	Наименование	Обозначение
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с

## 2. Производные единицы СИ

Производная величина	Производная единица СИ	
	Наименование	Обозначение
Сила, вес	ньютон	Н
Напряжение (механическое), модуль продольной упругости (модуль Юнга)	паскаль	Па ( $1 \text{ Па} = \text{Н}/\text{м}^2$ )
Мощность	ватт	Вт
Площадь	квадратный метр	$\text{м}^2$
Линейная скорость	метр в секунду	м/с
Угловая скорость	радиан в секунду	рад/с
Частота вращения	секунда в минус первой степени	$\text{с}^{-1}$
Момент силы	ньютон-метр	Н · м

## 3. Внесистемные единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Величина	Единица		
	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Масса	тонна	т	$1 \text{ т} = 10^3 \text{ кг}$
Время	минута	мин	$1 \text{ мин} = 60 \text{ с}$

## 4. Внесистемные единицы, временно допускаемые к применению

Величина	Единица		
	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Частота вращения	оборот в секунду	об/с	$1 \text{ об/с} = 1 \text{ с}^{-1}$
	оборот в минуту	об/мин	$1 \text{ об/мин} = 1/60 \text{ с}^{-1}$

5. Приставки СИ для образования десятичных кратных  
и дольных единиц и их множители

Приставка	Обозначение	Множитель
мега	М	$10^6$
кило	к	$10^3$
гекто	г	$10^2$
деци	д	$10^{-1}$
санتي	с	$10^{-2}$
милли	м	$10^{-3}$
микро	мк	$10^{-6}$

Предисловие . . . . .	3
<b>ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ . . . . .</b>	<b>5</b>
<b>Глава I. Основные понятия о кинематике механизмов . . . .</b>	<b>5</b>
§ 1. Механизм и машина . . . . .	5
§ 2. Кинематические пары и кинематические схемы механизмов . . . . .	6
<b>Глава II. Передачи вращательного движения . . . . .</b>	<b>8</b>
§ 3. Классификация механических передач . . . . .	8
§ 4. Передаточное отношение . . . . .	9
§ 5. Преобразование вращающих моментов в передачах	10
<b>Глава III. Передачи между валами с параллельными геометрическими осями . . . . .</b>	<b>11</b>
§ 6. Ременная передача . . . . .	11
§ 7. Фрикционная цилиндрическая передача . . . . .	14
§ 8. Вариаторы . . . . .	15
§ 9. Зубчатая цилиндрическая передача с эвольвентным профилем зубьев . . . . .	16
§ 10. Геометрические элементы зубчатого зацепления	20
§ 11. Планетарные и дифференциальные передачи . . .	21
§ 12. Зубчатая цилиндрическая передача с круговым профилем зубьев (передача Новикова) . . . . .	22
§ 13. Цепная передача . . . . .	22
<b>Глава IV. Передачи между валами с пересекающимися и скрещивающимися геометрическими осями . . .</b>	<b>24</b>
§ 14. Фрикционная коническая передача . . . . .	24
§ 15. Зубчатая коническая передача . . . . .	25
§ 16. Червячная передача . . . . .	26
<b>Глава V. Механизмы, преобразующие движение . . . . .</b>	<b>28</b>
§ 17. Зубчато-реечный механизм . . . . .	28
§ 18. Винтовой механизм . . . . .	29
§ 19. Кривошипно-шатунный механизм . . . . .	30
§ 20. Кривошипно-кулисный механизм . . . . .	31
§ 21. Кулачковый механизм . . . . .	32
	<b>93</b>

<b>ЧАСТЬ ВТОРАЯ. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СОПРОТИВЛЕНИИ МАТЕРИАЛОВ . . . . .</b>	<b>35</b>
<b>Глава VI. Основные понятия . . . . .</b>	<b>35</b>
§ 22. Деформация тел под действием внешних сил . . . . .	35
§ 23. Внешние силы, внутренние силы (силы упругости) и напряжения . . . . .	36
§ 24. Действительные, предельно опасные и допускаемые напряжения . . . . .	37
§ 25. Определение внутренних сил (сил упругости) . . . . .	39
§ 26. Расчеты на прочность . . . . .	41
<b>Глава VII. Растяжение, сжатие и смятие . . . . .</b>	<b>43</b>
§ 27. Распределение напряжений при растяжении . . . . .	43
§ 28. Зависимость между напряжением и относительным удлинением. Абсолютное удлинение . . . . .	43
§ 29. Сжатие и смятие . . . . .	44
§ 30. Расчеты на прочность при растяжении, сжатии и смятии . . . . .	45
<b>Глава VIII. Сдвиг (срез) . . . . .</b>	<b>48</b>
§ 31. Распределение напряжений при сдвиге (срезе). Расчеты на прочность . . . . .	48
<b>Глава IX. Кручение . . . . .</b>	<b>51</b>
§ 32. Распределение напряжений при кручении . . . . .	51
§ 33. Расчеты на прочность . . . . .	52
<b>Глава X. Изгиб и сложные деформации . . . . .</b>	<b>55</b>
§ 34. Особенность деформации изгиба . . . . .	55
§ 35. Распределение нормальных напряжений при изгибе . . . . .	57
§ 36. Расчеты на прочность при изгибе . . . . .	60
§ 37. Определение опасного сечения при изгибе . . . . .	61
§ 38. Продольный изгиб . . . . .	63
§ 39. Сложные деформации . . . . .	64
<b>ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН . . . . .</b>	<b>69</b>
<b>Глава XI. Детали машин и требования к ним . . . . .</b>	<b>69</b>
<b>Глава XII. Разъемные соединения деталей машин . . . . .</b>	<b>70</b>
§ 40. Резьбовые соединения . . . . .	70
§ 41. Шпоночные соединения . . . . .	72
§ 42. Клиновые и штифтовые соединения . . . . .	74
<b>Глава XIII. Неразъемные соединения деталей машин . . . . .</b>	<b>74</b>
§ 43. Заклепочные соединения . . . . .	74
§ 44. Сварные соединения . . . . .	76
<b>Глава XIV. Детали и сборочные единицы передач вращательного движения . . . . .</b>	<b>77</b>
§ 45. Оси и валы . . . . .	77
§ 46. Опоры осей и валов (подшипники) . . . . .	77
§ 47. Муфты . . . . .	80

<b>Г л а в а XV. Редукторы, коробки скоростей и грузоподъемные устройства . . . . .</b>	<b>82</b>
§ 48. Редукторы . . . . .	82
§ 49. Коробки передач (скоростей) . . . . .	83
§ 50. Домкраты . . . . .	83
§ 51. Тали и тельферы . . . . .	85
§ 52. Лебедки . . . . .	87
<b>Упражнения к итоговому зачету по основам технической механики</b>	<b>88</b>
<b>Приложение . . . . .</b>	<b>90</b>

*Учебное издание*

**Илья Исаакович Гольдин**

## **ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ**

Зав. редакцией Г. П. Стадинченко

Редактор Р. К. Сапожникова

Художник А. А. Якубенко

Художественный редактор Т. В. Панина

Технический редактор И. А. Балелина

Корректор Г. Н. Буханова

ИБ № 5615

Изд. № М-275. Сдано в набор 09.01.86. Подп. в печать 27.05.86. Формат 84×108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>.  
Бум. тип. № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 5,04 усл. печ. л.  
5,25 усл. кр.-отт. 4,77 уч.-изд. л. Тираж 90 000 экз. Зак. № 1003. Цена 10 коп.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

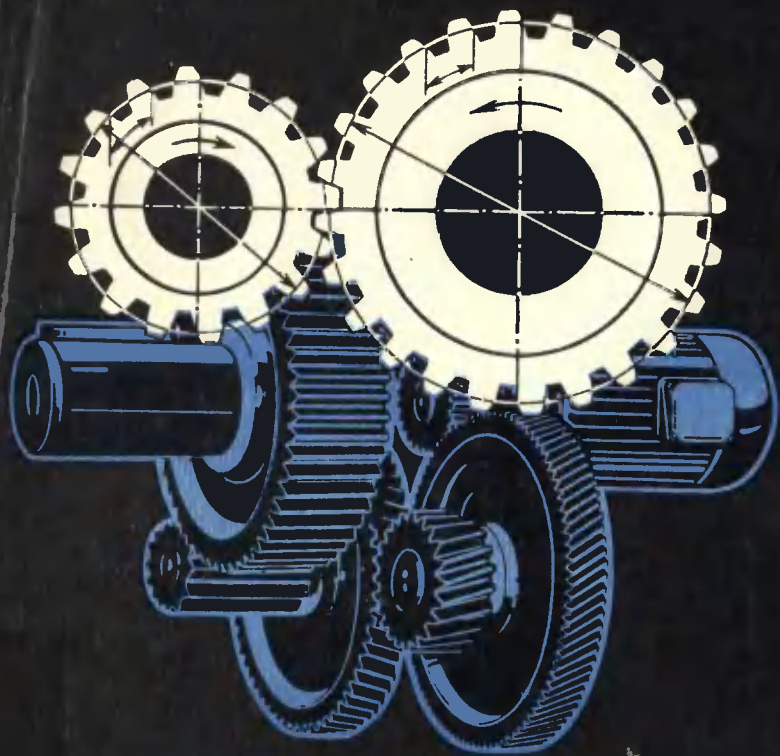
Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР  
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.



10 к.

# ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

И. И. Гольдин



ПРОФЕССИОНАЛЬНО-  
ТЕХНИЧЕСКОЕ  
ОБРАЗОВАНИЕ

