

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ  
КОНСТРУИРОВАНИЯ**  
Учебно-практическое пособие

В учебно-практическом пособии в краткой форме изложено содержание основных разделов курса «Детали машин и основы конструирования», приведены примеры решения типовых задач, даны контрольные вопросы и тесты, позволяющие осуществлять самоконтроль усвоения материала.

Пособие предназначено для студентов немеханических специальностей.

## Содержание

Введение .....	4
<b>Раздел 1. Основные требования к работоспособности деталей.....</b>	<b>4</b>
<b>Раздел 2. Виды нагрузок .....</b>	<b>4</b>
<b>Раздел 3. Соединения деталей.....</b>	<b>5</b>
3.1. Сварные соединения .....	5
3.2. Заклепочные соединения .....	6
3.3. Шпоночные соединения .....	6
3.4. Профильные соединения .....	7
3.5. Резьбовые соединения .....	8
3.6. Вопросы для самоконтроля к разделу 3 .....	9
3.7. Тесты к разделу 3.....	10
<b>Раздел 4. Механические передачи .....</b>	<b>10</b>
4.1. Основные характеристики привода .....	10
4.2. Зубчатые передачи .....	11
4.3. Валы и оси .....	16
4.4. Подшипники .....	17
4.5. Вопросы для самоконтроля к разделу 4 .....	19
4.6. Тесты к разделу 4 .....	19
<b>Раздел 5. Муфты .....</b>	<b>20</b>
<b>Раздел 6. Решение тренировочных заданий .....</b>	<b>20</b>
<b>Раздел 7. Тесты по дисциплине .....</b>	<b>25</b>

## Введение

*Машиной* называют устройство, предназначенное для преобразования вида энергии, материала, информации за счет механического движения. Соответственно машины подразделяют на: энергетические, технологические, информационные. В состав машин входят *механизмы*. Механизм-устройство, предназначенное для передачи механического движения от одного или нескольких твердых тел другим твердым телам, как правило с изменением характеристик движения. Твердые и гибкие тела, входящие в состав механизма, называют *звеньями*. Звенья могут состоять из одной или нескольких *деталей*, неподвижно соединенных между собой. Деталью называют изделие, выполненное из однородного материала без операций сборки. Работоспособность машины зависит от работоспособности деталей. Под работоспособностью понимают способность машины выполнять свои функции, с заданными нормативными характеристиками в течение срока службы.

### Раздел 1. Основные требования к работоспособности деталей

К деталям машин предъявляются следующие требования:

- *прочность, жесткость, износостойкость*, т.е. способность сохранять форму и размеры поверхностей трения в течение срока эксплуатации;
- *надежность*, т.е. способностью выполнять свои функции в течение заданной наработки при сохранении эксплуатационных характеристик в необходимых пределах.

### Раздел 2. Виды нагрузок

Детали машин работают под воздействием внешних сил и моментов сил, называемых нагрузкой. Действующие на детали нагрузки, можно разделить на три группы.

*Статические* нагрузки характеризуются медленным изменением по величине и направлению.

*Динамические* нагрузки, характер изменения которых бывает как закономерным, так и случайным. В результате приложения таких нагрузок происходит процесс, ведущий к появлению трещин и разрушению (явление *механической усталости*).

*Ударные* нагрузки характеризуются очень кратким во времени действием. Сопротивление материалов определяется их *ударной вязкостью*

### Раздел 3. Соединения деталей

Соединения различают по возможности демонтажа. Соединения, не допускающие разборку без повреждения деталей или элементов крепежа, считают *неразъемными*. В данную группу входят *сварные, заклепочные, паяные, клеевые* и другие. Соединения, допускающие повторную сборку-разборку, называют *разъемными*. Это - *резьбовые* (болтовые, винтовые, шпилечные), *шпоночные, профильные* и т.д.

#### 3.1. Сварные соединения

Сварными называют соединения деталей при сплавлении или пластическом деформировании в месте соединения. Поэтому различают два вида сварки – *плавлением и давлением*. При сварке в месте соединения формируется *сварной шов*.

Сварные соединения обладают высокой статической прочностью и низкой усталостной прочностью вследствие наличия в швах трещин, непроваров, и т.д.

По взаимному расположению соединяемых деталей различают:

а) *стыковые, б) нахлесточные, в) угловые* сварные соединения (рис.3.1).

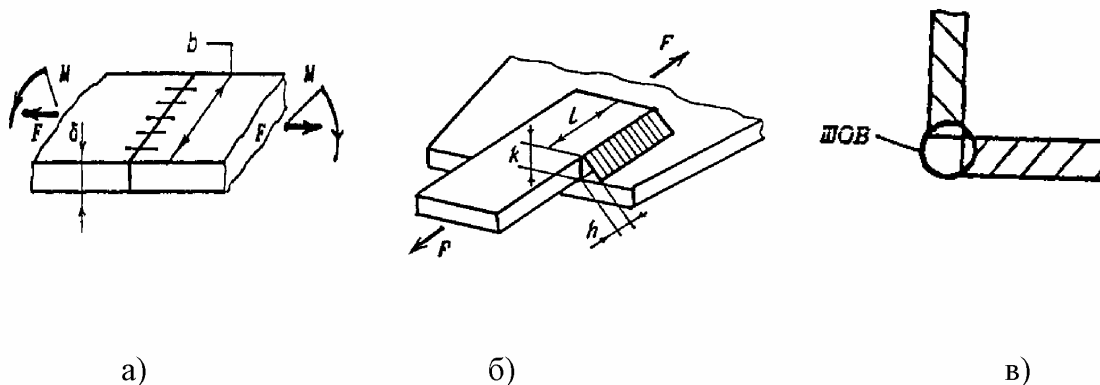


Рис.3.1

Условие прочности стыкового шва

$$\sigma_p = F / b\delta \leq [\sigma]_p \quad (1)$$

Нахлесточные сварные соединения подразделяют по взаимному положению сварного шва и направлению действующей нагрузки на *лобовые, фланговые и комбинированные*.

Для нахлесточного шва условие прочности –

$$\tau_{cp} = F / 0,7kl_{сум} \leq [\tau]_{cp}' \quad (2)$$

где  $k$  - катет,

$l_{сум} = l_{сумл} + l_{сумф}$ , - суммарная длина лобовых и фланговых швов.

Для сваривания тонкостенных листовых конструкций часто используются *точечные* сварные соединения. Такие соединения проверяют на срез. Условие прочности имеет вид –

$$\tau_{cp} = 4F / \pi d^2 z \leq [\tau]_{cp}' , \quad (3)$$

где  $d$  – диаметр сварных точек;  
 $z$  – число сварных точек.

### 3.2. Заклепочные соединения

Для соединения листовых и профильных элементов конструкций корпусов, ферм, резервуаров давления и т.д. используются заклепочные соединения. Заклепочные соединения обладают большей, чем сварные, прочностью при повторных ударных и вибрационных нагрузках.

Заклепка (рис.3.2) представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головкой. Вторую головку, замыкающую, формируют посредством обжимки при сборке.

Заклепочные соединения выполняют одно-, двух- и многорядными. По взаимному расположению соединяемых конструктивных элементов заклепочные соединения делятся на *нахлесточные* и *стыковые* с одной или двумя накладками

Заклепки работают на смятие и срез. Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = F / A_{cp} = 4F / \pi d^2 \leq [\tau]_{cp}'$$

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{cm} = F / A_{cm} = F / d\sigma \leq [\sigma]_{cm}$$

где  $d$  – диаметр заклепки;  
 $\sigma$  - толщина листа.

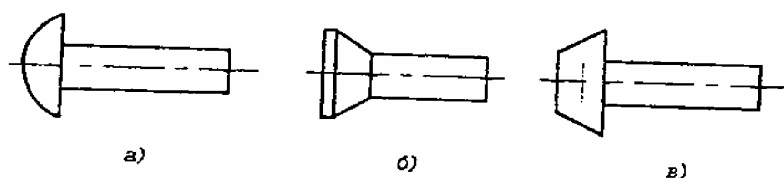


Рис.3.2

### 3.3. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения применяются для передачи вращательного движения. Эти соединения сравнительно просты, надежны. Шпонки подразделяются на призматические, сегментные и клиновые. Геометрические параметры шпонок унифицированы. Рабочими поверхностями шпонок

являются боковые грани. Полагают, что шпонки работают на смятие и срез (рис.3.3).

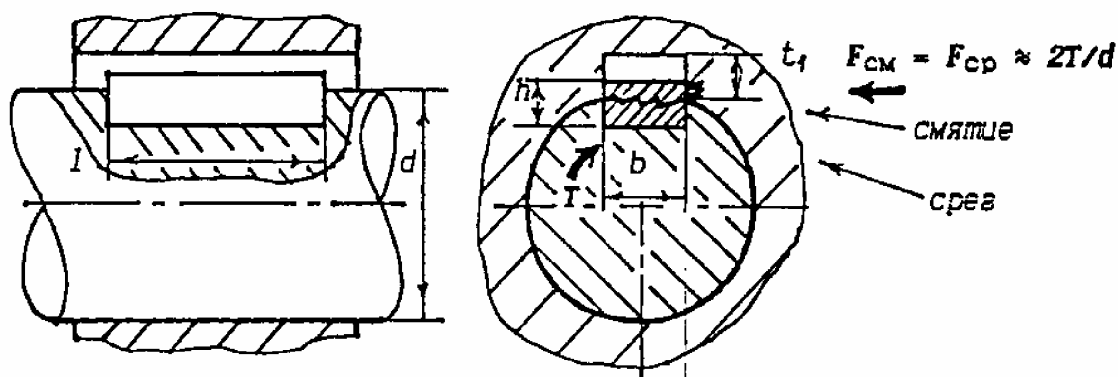


Рис.3.3

Условие прочности на срез

$$\tau_{ср} = F_{ср} / A_{ср} = 2T / db l_p \leq [\tau]_{ср},$$

где T – передаваемый крутящий момент.

Условие прочности при смятии

$$\sigma_{см} = F \setminus A_{ср} = 4F / dl_p (h - t_1) \leq [\sigma]_{см}$$

Допускаемые напряжения для стальных валов, ступиц и шпонок принимают  $[\sigma]_{см} = 100 \dots 120$  МПа.

Соединения сегментными шпонками по условиям работы аналогичны призматическим шпонкам.

### 3.4. Профильные соединения

К профильным относятся *илцевые соединения*, которые образуются при вхождении выступов (зубьев) на валах в соответствующие впадины (пазы) на ступицах (рис.3.4).

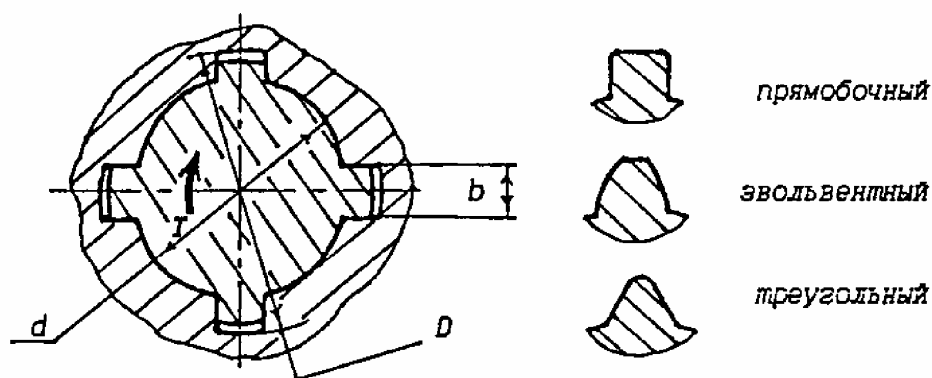


Рис.3.4

Шлицевым соединениям присуща большая нагрузочная способность по сравнению со шпоночными. Шлицевые соединения проверяют на смятие. Условие прочности имеет вид

$$\sigma_{см} = 2T / \psi l h d_{cp} z \leq [\sigma]_{см} ,$$

где  $\psi$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами;  $l$  - длина поверхностей контакта зубьев на валу с пазами в ступице;  $h$  - высота данных поверхностей;  $d_{cp}$  - их средний диаметр;  $z$  - количество зубьев.

### 3.5. Резьбовые соединения

К резьбовым элементам крепежа относятся *болты, винты, шпильки, гайки и резьбовые вставки*. (рис.3.5) Цилиндрическая резьба характеризуется следующими параметрами: профилем; наружным, внутренним и средним диаметрами; шагом; числом заходов.

По профилю различают резьбы метрические, дюймовые, трубные, трапецеидальные, круглые и квадратные (рис.3.6). Параметры резьб, кроме квадратной, унифицированы. Профиль резьбы характеризуется углом ( $\alpha$ ), теоретической ( $H$ ) и рабочей ( $h$ ) высотами.

Основные размеры резьбы наружный диаметр ( $d$ ), внутренний диаметр ( $d_1$ ), средний диаметр ( $d_2$ ), шаг ( $p$ ) (расстояние между одноименными точками профиля соседних витков в осевом направлении).

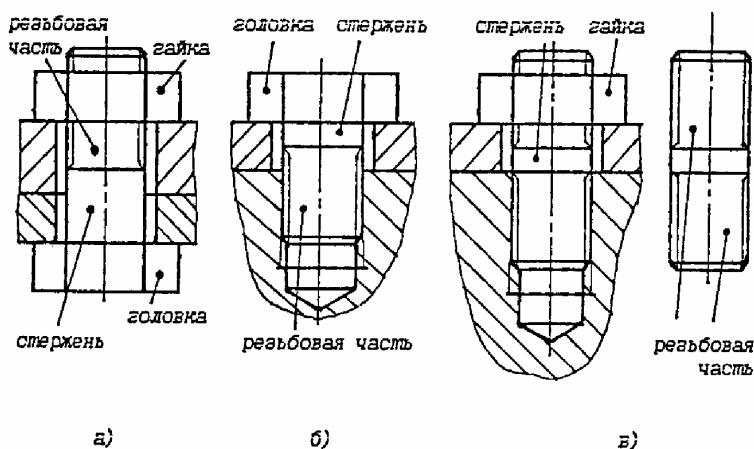


Рис.3.5

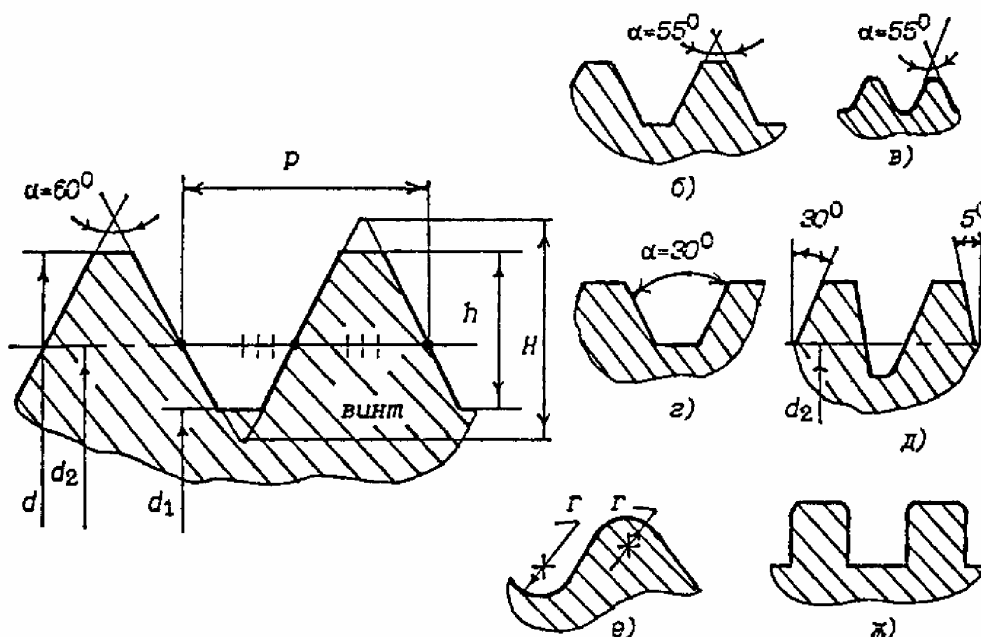


Рис.3.6

Расчет витков резьбы на прочность. Наибольшую опасность для крепежных резьб представляет срез витков. Проверочный расчет витков на срез производят по формуле

$$\tau_{ср}^r = k_c Q / Hd \leq [\tau]_{ср}^r,$$

где  $k_c$  – коэффициент, определяющий полноту профиля резьбы (для метрических резьб  $k_c = 0,87$ );  $H$  – высота гайки;  $Q$  – осевая нагрузка на резьбу.

### 3.6. Вопросы для самоконтроля к разделу 3

1. Какие основные критерии работоспособности деталей машин?
2. В чем суть расчетов деталей машин?
3. Какие виды неразъемных соединений получили распространение в промышленности?
4. Какие виды сварки получили распространение в промышленности?
5. Какие преимущества и недостатки соединения деталей сваркой?
6. Какие различают типы сварных швов?
7. Как проводят расчет сварных швов?
8. Какие преимущества и недостатки заклепочных соединений?
9. Как классифицируют заклепочные соединения?
10. По какому фактору определяют прочность заклепочных соединений?
11. Какие различают типы резьбы?



12. Почему для крепежных изделий применяют резьбу треугольного профиля?
13. Назовите основные элементы резьбового крепежа.

### 3.7. Тесты к разделу 3

1. Соединения относятся к разъемным:  
а) заклепочные; б) соединения с натягом; в) резьбовые.
2. При циклических нагрузках рекомендуется соединение деталей:  
а) сварное; б) заклепочное.
3. Прочность сварного соединения проверяется по материалу:  
а) детали; б) шва.
4. В заклепочном соединении прочность заклепки проверяется по напряжениям:  
а) на срез; б) на смятие.
5. В заклепочном соединении прочность соединяемых листов проверяют:  
а) на срез; б) на смятие.
6. Шпоночное соединение проверяют:  
а) на срез; б) на смятие.
7. Размер шпонки выбирают:  
а) по крутящему моменту; б) по диаметру вала.
8. Большая сила трения в метрической резьбе является фактором:  
а) положительным; б) отрицательным.
9. Наибольшую опасность для резьбового крепежного элемента представляет напряжение:  
а) на разрыв крепежного элемента; б) на срез крепежного элемента;  
в) на срез витков резьбы.

## Раздел 4. Механические передачи

Механическими передачами называют устройства, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов движения. Передачи имеют широкое распространение в машиностроении в приводах рабочих органов машин.

### 4.1. Основные характеристики привода

Электромеханический привод предназначен для преобразования электрической энергии в механическую и изменения характеристик движения. По способу передачи движения различают передачи трением и зацеплением.

Передачу характеризуют следующие основные параметры: мощность ( $P$ , кВт), угловая скорость ( $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ ) или частота вращения ( $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ ),

вращающий момент ( $T$ , Н·м), коэффициент полезного действия (КПД)  $\eta$  и передаточное число  $u$ .

КПД определяет отношение мощности на выходе к мощности на входе.

Передаточное число показывает во сколько раз кинематические характеристики входного звена ( $\omega_1$  или  $n_1$ ) больше или меньше характеристик ( $\omega_2, n_2$ ) выходного звена

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2,$$

где  $\omega = \pi n / 30$

Передаточное число можно выразить через диаметры, или числа зубьев колес передачи

$$u_{12} = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$$

Общее передаточное число многоступенчатой передачи определяется произведением передаточных чисел отдельных ступеней

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} \dots u_n = \omega_1 / \omega_n$$

При разбивке передаточного числа следует ориентироваться на кинематические возможности отдельных передач. Передаточные числа редукторов следует принимать унифицированными.

При передаче движения часть мощности теряется. Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{ЭД} = P_T / \eta_{общ}$$

где  $\eta_{общ}$  – общий КПД привода, равный произведению частных КПД отдельных передач, составляющих привод:

$$\eta_{общ} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \dots \eta_n.$$

При силовом расчете вращающий момент определяют по формуле

$$T = \frac{P}{\omega}$$

## 4.2. Зубчатые передачи

Зубчатые механизмы предназначены для передачи и преобразования вращательного движения посредством зубчатого зацепления. Наибольшее распространение получили передачи с *эвольвентным* профилем зуба.

Для передачи движения между параллельными валами используют цилиндрические зубчатые колеса с *прямыми*, *косыми* и *шевронными* зубьями (рис.4.1 а, б, в)

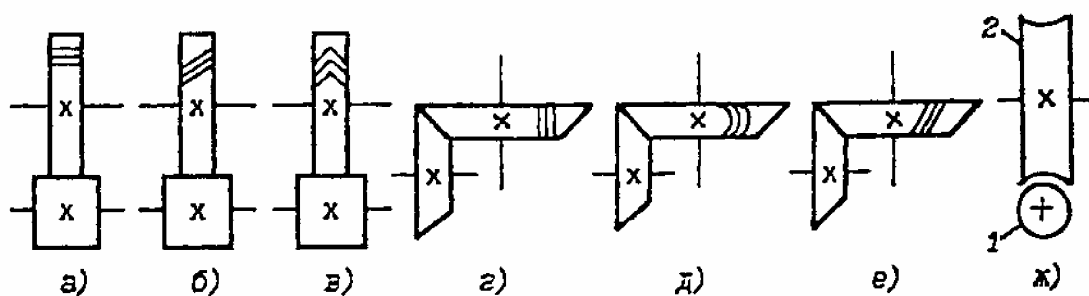


Рис.4.1

Для пересекающихся валов используют конические зубчатые колеса с прямыми, круговыми (рис.4.1, г, д) и косыми (рис.4.1, е) зубьями.

При скрещивающихся валах используют червячную передачу, состоящую из ведущего червяка 1 и ведомого червячного колеса 2 (рис. 4.1, ж).

По сравнению с другими механическими передачами зубчатые обладают следующими преимуществами:

- относительно малыми габаритами и высокими (до 0,985) КПД;
- сравнительно большой долговечностью и надежностью в работе;
- постоянством передаточного отношения;
- возможностью применения для широкого диапазона крутящих моментов, угловых скоростей и передаточных чисел.

### Цилиндрические зубчатые передачи

Зубчатые венцы колес ограничены диаметрами вершин зубьев ( $d_a$ ) и их впадин ( $d_f$ ).

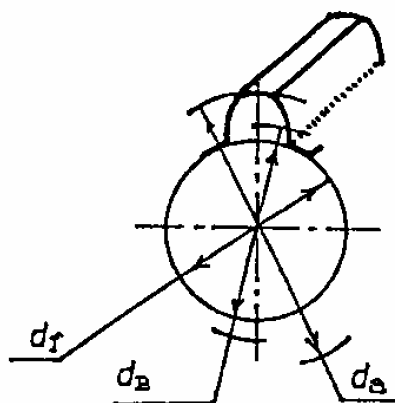


Рис.4.2

Каждое зубчатое колесо характеризуется числом зубьев ( $z$ ) и диаметром делительной окружности ( $d_d$ ).

$$d_d = m \cdot z,$$

где  $m = p/\pi$  - модуль;

$p$  - шаг зубьев, измеренный по делительной окружности.

Колесо меньшего диаметра называется *шестерней* (1), а большего – *колесом* (2). Делительная окружность делит зуб колеса на *головку* и *ножку* (высотой  $h_a$  и  $h_f$  соответственно). Модуль  $m$  характеризует зацепление колес и имеет размерность длины [мм]. Его значения стандартизованы. Модуль определяет геометрические параметры зубчатого колеса.

- диаметр вершин зубьев  $d_a = d_w + 2h_a = d_w + 2m$ ;

- диаметр впадин венца  $d_f = d_w - 2h_f = d_w - 2,5m$ .

**Силы в зацеплении.** Раскладываем нормальную силу  $F_n$  на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$  (рис.4.3). Нормальная сила в зацеплении перпендикулярна поверхности зуба. По заданным значениям  $T_1$  и  $d_1$  определяют  $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$  и через нее выражают  $F_r$  и  $F_n$ :

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$$

Геометрические размеры колеса  $d$ ,  $m$ ,  $b$  (ширина колеса) определяются из условия контактной прочности  $\sigma \leq [\sigma_{\text{см}}]$

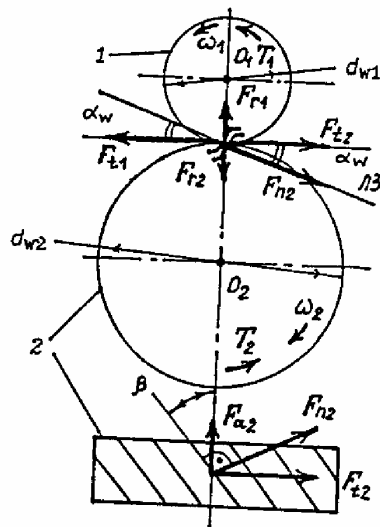


Рис.4.3

**Косозубые цилиндрические передачи.** Образующие боковых поверхностей зубьев *косозубых цилиндрических колес* наклонены по отношению к осям колес на некоторый угол  $\beta$  (рис.4.3) в результате чего они обладают рядом преимуществ: позволяют передавать большую нагрузку при тех же габаритах; работают более плавно и с меньшими шумами.

Диаметр начальной окружности

$$d_w = m_n \cdot z / \cos \beta ,$$

где  $m_n$  – нормальный модуль.

Силы в зацеплении:

окружная сила  $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1 / d_{w1} ;$

осевая сила  $F_{a1} = F_{a2} = F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta ;$

радиальная сила  $F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta .$

### **Конические зубчатые передачи**

Конические колеса характеризуются следующими геометрическими параметрами: диаметрами  $d_m$ ,  $d_{ae}$ ,  $d_e$ , углом  $\delta$ , равным половине угла при вершине конуса колеса и конусным расстоянием  $R_e$  (рис.4.4).

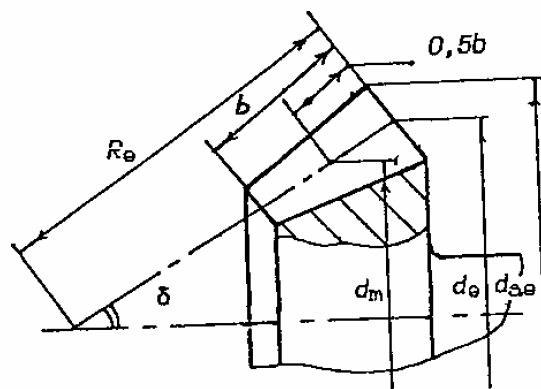


Рис.4.4

При расчетах конических колес округлять величину модуля до стандартного значения необязательно. Диаметры поверхностей выступов и впадин рабочего венца конического колеса –

$$\left. \begin{aligned} d_{ae} &= d_e + 2h_{ae} = d_e + 2m_{te} \cdot \cos \delta \\ d_{fe} &= d_e - 2h_{fe} = d_e - 2,4m_{te} \cdot \cos \delta \end{aligned} \right\}$$

Передаточное отношение –

$$u = d_{e2} / d_{e1} = z_2 / z_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1$$

Тангенциальная сила -  $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_1 / d_{m1}$

Радиальная сила  $F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$

Осевая сила  $F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1$

## Червячные передачи

К преимуществам таких передач следует отнести возможность получения большого передаточного числа (до 80) на одной ступени, а также плавность и бесшумность работы. Существенными недостатками червячных передач являются сравнительно низкий КПД ( $\eta = 0,65 \dots 0,91$ ).

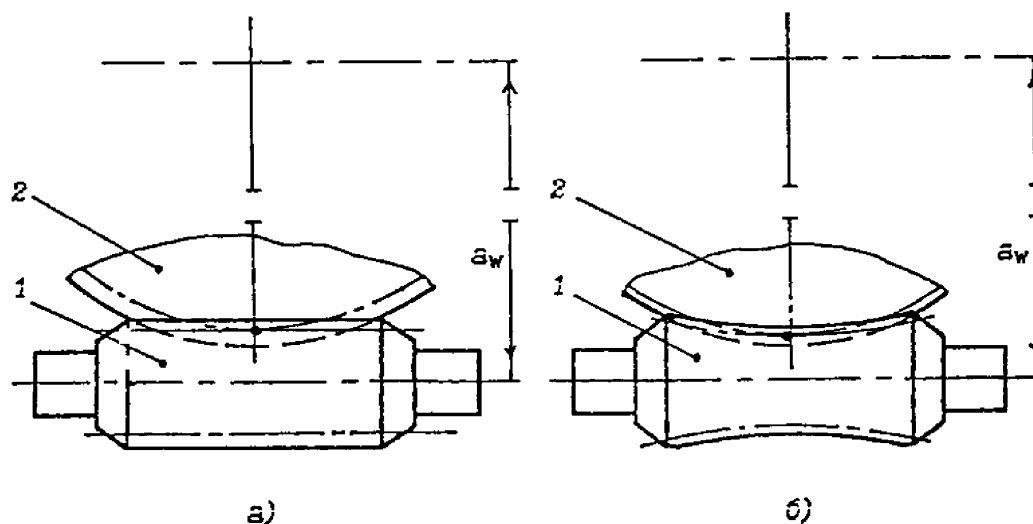


Рис.4.5

Венцы червячных колес изготавливают из обладающих антифрикционными свойствами латуней и бронз. Число заходов червяка обычно принимают  $z_1 = 1, 2, 4$ . В зависимости от формы внешней образующей червяка различают *цилиндрические* и *глобоидные* червячные передачи (см. рис.4.5). По форме зуба наибольшее распространение получили архимедовы червяки, в основе осевого профиля которых лежит равнобедренная трапеция с углом  $\alpha = 20^\circ$ . В торцевом сечении их витки ограничены архимедовой спиралью (рис.4.6).

Геометрические размеры элементов червячной передачи (рис.4.7):

- делительный диаметр червяка-

$$d_1 = q \cdot m,$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка (величина стандартная);

$m$  – модуль передачи.

- делительный диаметр колеса  $d_2 = m \cdot z_2$ ,

где  $z_2$  – число зубьев колеса;

- диаметр вершин витков червяка  $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ ;

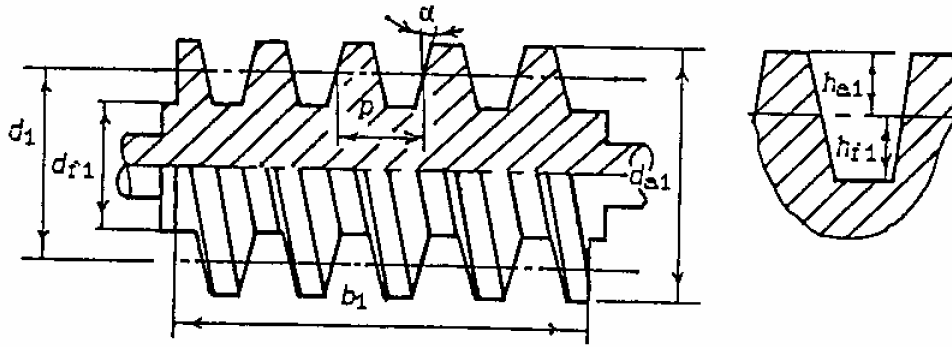


Рис.4.6

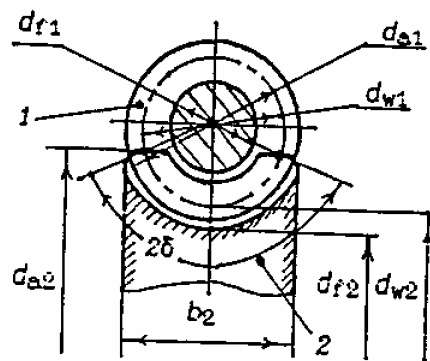


Рис.4.7

- диаметр вершин зубьев колеса  $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$ ;
- диаметр впадин червяка  $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$ ;
- диаметр впадин колеса  $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$ ;
- межосевое расстояние  $a_w = (d_1 + d_2)/2 = (q + z_2) \cdot m/2$

Передаточное число червячных пар

$$u = z_2 / z_1 ,$$

где  $z_1$  – число заходов червяка.

**Силы в зацеплении.** Окружная сила на червяке  $F_{t1}$  и осевая сила на червячном колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$$

где  $T_1$  - вращающий момент на червяке;  $d_1$ - делительный диаметр червяка.

Радиальная сила на червяке  $F_{r1}$  и на колесе  $F_{r2}$ :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha$$

Осевая сила на червяке  $F_{a1}$  и окружная сила  $F_{t2}$  на червячном колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = F_{r1} / \operatorname{tg} \alpha = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2$$

где  $T_2$  – вращающий момент на червяке;  $d_2$  – делительный диаметр колеса.

### 4.3. Валы и оси

Валы и оси предназначены для установки на них вращающихся элементов машин. Оси воспринимают только изгибающие нагрузки, а валы работают на кручение и изгиб.

Условие прочности осей  $\sigma_u = M_u / W_u \leq [\sigma]_u$ ,

где  $M_u$  – изгибающий момент, действующий в опасном сечении;

$W_u$  – момент сопротивления сечения изгибу.

Проектирование валов включает следующие этапы:

- ориентировочный расчет (на кручение)
- эскизная проработка конструкции;
- проверочный расчет на выносливость (циклическую прочность).

Суть ориентировочного расчета состоит в определении диаметра вала из условия прочности на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

где  $T$  - крутящий момент на валу;

$[\tau]$  - допускаемое напряжение на кручение.

На этапе предварительного проектирования диаметр выходного конца вала определяют по крутящему моменту, диаметры других участков вала принимают большего размера из соображений удобства сборки: обеспечивается свободное продвижение детали до места ее посадки, уступы предохраняют детали от осевого смещения.

### 4.4. Подшипники

Различают опоры поступательного (*направляющие*) и вращательного (*подшипники*) движения. По типу трения их разделяют на подшипники скольжения и качения.

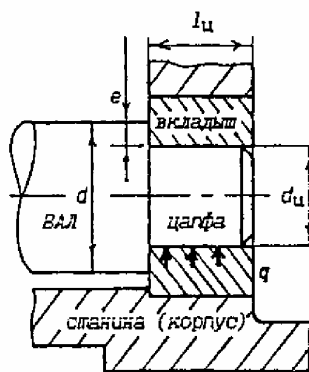


Рис. 6.1



Подшипник скольжения состоит из корпуса, шейки вала и вкладыша, выполняемого из антифрикционного материала (рис.6.1).

Подшипники качения (рис.6.2) состоят из наружного и внутреннего колец и тел качения. По виду тел качения различают шариковые, роликовые и игольчатые подшипники. В зависимости от характера воспринимаемых нагрузок подшипники качения делятся на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные. Подшипники, делят на серии, определяющие их несущую способность: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую. По осевым размерам различают узкие, нормальные и широкие подшипники. Все типы подшипников качения унифицированы.

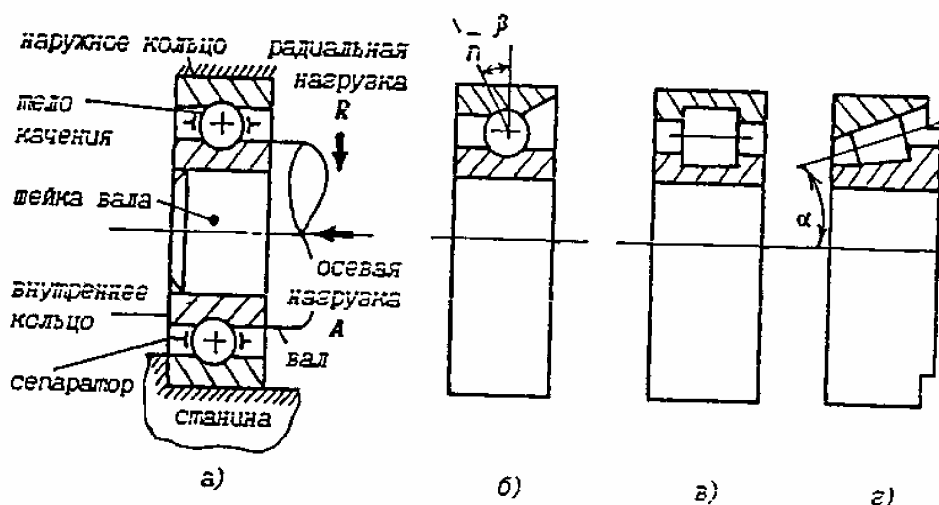


Рис.6.2

Проверочный расчет подшипников качения состоит в определении нагрузочной способности

$$C_{тр} = Q_{усл} \cdot L^{1/a} \leq C,$$

где  $Q_{усл}$  – приведенная нагрузка на подшипник;  $L$  – долговечность (ресурс);  $1/a$  – коэффициент, учитывающий вид тел качения (для шариковых подшипников -  $1/3$ , для роликовых –  $0,3$ ).

Для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников приведенную нагрузку  $Q_{усл}$  определяют из выражения -

$$Q_{усл} = (X \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_B \cdot K_T,$$

где  $R$  – суммарная опорная реакция, радиальная сила;  $A$  – осевая нагрузка;  $K_B$  – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;  $K_T$  – температурный коэффициент;  $X$ ,  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно.

#### 4.5. Вопросы для самоконтроля к разделу 4

1. Дайте определения терминам «деталь», «механизм», «машина».
2. На какие типы по функциональному признаку делят машины?
3. Чем вызвана необходимость механических передач, их классификация и основные понятия?
4. Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач? Как обеспечиваются условия равнопрочности зубьев шестерни и колеса?
5. Назовите основные параметры зубчатой пары.
6. Назовите критерии работоспособности цилиндрических закрытых и открытых зубчатых передач?
7. В каких случаях применяются конические зубчатые передачи, их разновидности?
8. От чего зависит и каковы примерные значения КПД зубчатой передачи?
9. Принцип работы и назначение червячных передач. Назовите их достоинства и недостатки по сравнению с зубчатыми.
10. В каких случаях применяются червячная передача? Из каких материалов изготавливаются червяки и венцы червячных колес? Какие силы возникают в червячном зацеплении и как они определяются?
11. В чем заключается разница между валом и осью, основные элементы валов и осей? Порядок расчета вала.
12. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения с подшипниками скольжения? Из каких элементов состоят подшипники качения?
13. Как подбираются подшипники качения и как определяются их ресурс?
14. Как осуществляют смазку подшипников качения? Назначение уплотняющих устройств, основные их конструкции?
15. Выполните эскизы характерных типов сварных швов, как их рассчитать?
16. Какие различают типы муфт по назначению? Приведите сравнительную характеристику основных типов муфт.

#### 4.6. Тесты к разделу 4

1. Передаточное число редуктора равно отношению:  
а)  $u = n_1/n_2$ ; б)  $u = n_2/n_1$ .
2. Передаточное число редуктора:  
а) больше единицы; б) меньше единицы.
3. Передаточное число многоступенчатой передачи равно:  
а) сумме передаточных чисел ступеней;  
б) произведению передаточных чисел ступеней.
4. Коэффициент полезного действия привода может быть:  
а) больше единицы; б) равен единице; в) меньше единицы.
5. Коэффициент полезного действия многоступенчатой передачи равен:  
а) сумме КПД ступеней; б) произведению КПД ступеней.
6. Какая одноступенчатая передача может иметь большее значение передаточного числа?

- а) цилиндрическая; б) коническая; в) червячная.
7. Какие передачи позволяют передавать большие крутящие моменты:  
а) фрикционные; б) зубчатые.
8. Какая из передач обеспечивает меньшую шумность при работе:  
а) цилиндрическая; б) коническая; в) червячная.
9. Диаметр колеса зубчатой передачи определяют в зависимости от:  
а) мощности на валу; б) крутящего момента; в) угловой скорости.
10. В каких передачах не будет осевых сил:  
а) в цилиндрических прямозубых; б) в конических прямозубых; в) в червячных.
11. В червячных редукторах используют подшипники:  
а) радиальные; б) радиально-упорные; в) упорные.

## 5. Муфты

Муфтами называют устройства, служащие для соединения концов валов. Муфты предназначены для передачи крутящего момента и компенсации линейных и угловых рассогласований осей валов. Муфты по принципу действия и назначению делятся на глухие, компенсирующие, упругие, сцепные и предохранительные. Муфты широкого применения нормализованы и подбираются по крутящему моменту и диаметрам соединяемых валов.

## 6. Решение тренировочных заданий

### Задача 1

Определить длину  $l$  сварного соединения в нахлестку двух стальных листов толщиной  $\delta = 5,0$  мм, шириной  $a = 100$  мм, растягиваемых силами  $F = 25$  кН.

#### Решение

При расчете предполагаем, что распределение срезающих сварку напряжений равномерное:  $\tau = \frac{F}{S}$ ,  $S$  – площадь сечения среза.

Площадь сечения среза при наличии лобового и фланговых швов

$$S = S_n + S_\phi$$

Условие прочности сварочного соединения  $\tau = \frac{F}{S_n + S_\phi} \leq [\tau]$ ,

где:  $S_n$  – площадь среза лобового шва

$$S_n = 2a \cdot 0,7\delta,$$

$a$  – длина шва

$$S_\phi = 2x \cdot 0,7\delta,$$

$x$  – длина флангового шва

$$\frac{F}{2a \cdot 0,7\delta + 2x \cdot 0,7\delta} \leq [\tau], \quad x \geq \frac{F}{1,4\delta[\tau]} - a$$

$$x \geq \frac{25 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 5 \cdot 30} - 100 = 19 \text{ мм}, \quad \text{где} \quad [\tau] = 0,5[\sigma] = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа}$$

Принимаем  $x = 20$  мм

$$l = a + x = 100 + 20 = 120 \text{ мм.}$$

### Задача 2

Два стальных листа соединены заклепками. Определить число заклепок, на срез  $[\tau] = 80$  МПа, диаметр заклепки  $d_3 = 8,0$  мм, сила сдвига  $Q = 35$  кН. Проверить прочность заклепки смятие, если толщина листа  $h = 7,0$  мм.

#### Решение

- Из условия прочности на срез определяем поверхность среза

$$\tau = \frac{Q}{S_{cp}} \leq [\tau] \quad S_{cp} \geq Q/[\tau] \quad S_{cp} \geq 35 \cdot 10^3 / 80$$

- Определяем число заклепок  $n$

$$S_{cp} = n \cdot \frac{\pi d_4^2}{4} \quad n \geq \frac{4S_{cp}}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 437,5}{\pi \cdot 8^2} = 8,7$$

Принимаем число заклепок  $n = 9$

- Проверяем прочность заклепки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{n \cdot S_{см}} \leq [\sigma_{см}] \quad S_{см} = n h d_3$$

$$\sigma_{см} = \frac{35 \cdot 10^3}{9 \cdot 7 \cdot 8} = 69 \text{ МПа} \quad 69 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

### Задача 3

Рассчитать винт домкрата, а так же определить его КПД. Резьба самотормозящая упорная грузоподъемность  $F_a = 150$  кН,  $l = 1,0$  м, винт – сталь 35, гайка – чугун, подпятник – шариковый.

#### Решение.

- Определим диаметр винта из условия износостойкости, приняв

$$[\sigma_{см}] = 6 \text{ МПа}, \quad \psi_H = 1,8, \quad \psi_h = 0,75$$

( $\psi_H$  и  $\psi_h$ ) – коэффициент высоты гайки и резьбы.

$$d_2 = \sqrt{150 \cdot 10^3 / \pi \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot 6} = 77 \text{ мм}$$

- По таблицам стандарта выбираем резьбу

85 x 12 : d = 85 мм, p = 12 мм шаг резьбы  
d<sub>1</sub> = 64, 2 мм, d<sub>2</sub> = 76 мм, h = 9 мм (коэффициенты резьбы),  
коэффициент трения f = 0,1  
Угол подъема резьбы  
 $\varphi = \arctg p = 5^{\circ}50'$   
 $\psi = \arctg [pl(\pi d^2)] = \arctg [12/(\pi \cdot 76)] \approx 2^{\circ}50'$ , что обеспечивает  
запас самоторможения.

3. Число витков:  $Z = \frac{F_a}{\pi d_2 h [\sigma_{cm}]} = \frac{150 \cdot 10^3}{\pi \cdot 76 \cdot 96} \approx 12$

$H = Z \cdot p = 12 \cdot 12 = 144$  мм

4. КПД домкрата (при наличии слабой смазки в винте f = 0,1)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2^{\circ}50'}{\operatorname{tg}(2^{\circ}50' + 5^{\circ}50')} = 0,32$$

#### Задача 4

Определить основные размеры цилиндрической фрикционной передачи привода транспортера. Передаваемая мощность P,  $\omega_1$  и  $\omega_2$  угловые скорости ведущего и ведомого катков.

Дано: P = 1,5 кв,  $\omega_1 = 90$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2 = 30$  с<sup>-1</sup>.

#### Решение

1. Выбираем материалы катков: ведущий каток – текстолит ПТК, ведомого (большого) катка – чугун С4 – 18.

2. Передаточное число фрикционной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{90}{30} = 3$$

3. Вращающий момент на ведущем валу

$$T_1 = P / \omega_1 = 1,5 \cdot 10^3 / 90 = 16,7 \text{ Н/м}$$

4. Задаем коэффициент ширины катка  $\Psi_a = 0,3$ , коэффициент запаса сцепления k = 1,3.

5. Допускаемое контактное напряжение для текстолитовых катков  $[\sigma_H] = 100$  МПа, коэффициент трения текстолита по чугуну f = 0,3.

Модули упругости текстолита  $E_1 = 7 \cdot 10^3$  МПа, чугуна  $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа.

Приведенный модуль упругости:

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{7 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,32 \cdot 10^4 \text{ МПа}$$

6. Находим межосевое расстояние

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{E_{np} \cdot KT_1}{f \cdot \Psi_a \cdot u}} = (3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{100 \cdot 106}\right)^2 \frac{1,32 \cdot 10^{10} \cdot 1,3 \cdot 16,7}{0,3 \cdot 3 \cdot 3}} = 0,106 \text{ м} = 106 \text{ мм}$$

7. Определяем основные размеры катков:

- диаметр ведущего катка  $D_1 = 2a/(u+1) = 2 \cdot 106 / (3+1) = 53 \text{ мм}$
- диаметр ведущего катка  $D_2 = D_1 \cdot u = 53 \cdot 3 = 159 \text{ мм}$
- ширина катков  $b_2 = \psi_a \cdot a = 0,3 \cdot 106 = 32 \text{ мм}$   
 $b_1 = b_2 + 3 = 32 + 3 = 35 \text{ мм}.$

### Задача 5

Определить основные геометрические параметры зубчатой цилиндрической косозубой пары по следующим исходным данным: допусковое контактное напряжение материала зубчатых колес  $\sigma_H = 410 \text{ МПа}$ , крутящий момент на валу колеса  $T_2 = 290 \text{ Нм}$ , передаточное число зубчатой пары  $u = 4$ .

#### Решение

Примем коэффициент долговечности для длительно работающей передачи  $K_{HL} = 1$ , коэффициент неравномерности нагрузки  $K_{H\beta} = 1,09$ , коэффициент ширины зубчатого венца  $\psi_{ba} = 0,4$ , примем предварительно угол наклона зубьев  $\beta = 10^\circ$ .

Из условия контактной прочности межосевое расстояние равно

$$a_\omega = 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}} = 43(4+1)^3 \sqrt{\frac{290 \cdot 10^3 \cdot 1,09}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 410^2}} = 148 \text{ мм}.$$

Примем стандартное значение  $a_\omega = 160 \text{ мм}$ .

Нормальный модуль  $m = (0,01 \dots 0,02) a_\omega = (0,01 \dots 0,02) 160 = (1,6 \dots 3,2) \text{ мм}$

Примем стандартное значение  $m = 2 \text{ мм}$ .

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a_\omega \cdot \cos \beta}{(u+1)m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,98}{(4+1) \cdot 2} = 31$$

Число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 u = 31 \cdot 4 = 124$

Фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2a_\omega} = \frac{2(31+124)}{2 \cdot 160} = 0,9686$$

Угол  $\beta = 14^\circ 24'$

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 31}{0,9686} = 64 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 124}{0,9686} = 256 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 260 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 64 - 2.5 \cdot 2 = 59 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 256 - 2.5 \cdot 2 = 251 \text{ мм}$$

Ширина венца зубчатого колеса и шестерни

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0.4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + (4 \dots 6) = 64 + (4 \dots 6) = (68 \dots 70) \text{ мм},$$

примем  $b_1 = 70 \text{ мм}$

Ответ:  $a_w = 160 \text{ мм}$ ,  $d_1 = 64 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 256 \text{ мм}$ ,  $d_{a1} = 68 \text{ мм}$ ,  $d_{a2} = 260 \text{ мм}$ ,  
 $d_{f1} = 59 \text{ мм}$ ,  $d_{f2} = 251 \text{ мм}$ ,  $b_1 = 70 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 64 \text{ мм}$ ,  $m = 2 \text{ мм}$ ,  $\beta = 14^\circ 24'$ .

### Задача 6

Выполнить предварительный проектный расчет вала зубчатого колеса по следующим исходным данным: крутящий момент на валу  $T = 290 \text{ Нм}$ , материал вала - сталь 45, допускаемое напряжение на кручение  $[\tau] = (20 \dots 30) \text{ МПа}$ , вала ступенчатого типа.

### Решение

1. Диаметр выходного конца вала определяем по крутящему моменту с учетом допускаемого напряжения на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{290 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 18 \text{ мм}.$$

2. Диаметр вала под манжетой

$$d_m = d + (4 \dots 6) = 18 + (4 \dots 6) = (22 \dots 24) \text{ мм}, \text{ примем } d_m = 24 \text{ мм}.$$

3. Диаметр вала под подшипниками

$$d_n = d_m + (4 \dots 6) = 24 + (4 \dots 6) = (28 \dots 30) \text{ мм}.$$

Внутренние посадочные диаметры подшипников кратны пяти, поэтому принимаем диаметр вала  $d_n = 30 \text{ мм}$ .

4. Диаметр вала под колесом

$$d_k = d_n + (4 \dots 6) = 30 + (4 \dots 6) = (34 \dots 36) \text{ мм}, \text{ принимаем } d_k = 36 \text{ мм}.$$

## 7. Тесты по дисциплине

1. Из перечисленных деталей назовите детали, которые относятся к группе деталей соединения  
а) Муфты; б) Шпонки; в) Заклепки; г) Подшипники; д) Валы.
2. Перечислите основные критерии работоспособности детали  
а) Прочность; б) Жесткость; в) Долговечность; г) Теплостойкость;  
д) Виброустойчивость.
3. Какой вид неразъемного соединения стальных деталей имеет в настоящее время наибольшее распространение  
а) Заклепочное; б) сварное.
4. На какой вид деформации рассчитывают заклепку  
а) Срез, растяжение и сжатие; б) Срез, смятие; в) Срез, растяжение.
5. Зубчатые (шлицевые) соединения проверяют по условию прочности на  
а) изгиб; б) кручение; в) смятие; г) срез.
6. Какое из приведенных отношений называют передаточным числом одноступенчатой передачи.  
а)  $\frac{n_2}{n_1}$ ; б)  $\frac{n_1}{n_2}$ ; в)  $\frac{D_1}{D_2}$ .
7. Какой модуль принимают стандартным при расчете косозубой зубчатой передачи.  
а)  $m_n$ ; б)  $m_t$ ; в) Оба.
8. Определите передаточное число червячной передачи, если число зубьев колеса равно 30, число витков червяка – 2  
а) 60; б) 15; в) 1/5; г) Определить нельзя.
9. Возможные варианты сочетания материалов для червяка и червячного колеса.  
а) Сталь – чугун б) Чугун – чугун в) Бронза – сталь г) Сталь – бронза  
д) Чугун – бронза.
10. Как рассчитывают подвижные оси на прочность.  
а) Только на изгиб б) Только на кручение в) На совместное действие изгиба и кручения.
11. Как классифицируют подшипники качения по характеру нагрузки, для восприятия которой они предназначены.  
а) Особо легкая, легкая, средняя, средняя широкая, тяжелая серия;  
б) Радиальные, радиально-упорные, упорные, упорно – радиальные;  
в) Шариковые, роликовые конические, игольчатые и т.д.;  
г) Самоустанавливающиеся, самоустанавливающиеся;  
д) Однорядные, двухрядные, четырехрядные.



### **Ответы на тесты по темам**

Ответы на тесты по теме 3:

1.-б), в); 2.- б); 3.- б); 4.- а); 5.-б); 6.- а), б); 7.- б); 8.- а); 9.- в).

Ответы на тесты по теме 4:

1. – а); 2. – а); 3. – а); 4. – а); 5. – а); 6. – а); 7. –а); 8. – а); 9. – а);  
10. – а); 11. – а).

### **Список рекомендуемой литературы**

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики.- М.: Высшая школа,2001, (все годы издания).
2. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. - М.:2002, (все годы издания).
3. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов.- М.: Высшая школа, 1989, (все годы издания).
4. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов.- М.: Наука, 1986, (все годы издания).
5. Степин П. А. Сопротивление материалов. -М: Высшая школа, 1995, (все годы издания).
6. Шевелев И. А., Мозжухина Г. Л. Основы расчета на прочность, Углич, 2003.
7. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991.
8. Решетов Д.Н. Детали машин. -М.: Машиностроение, 1989.
9. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1987.