



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**КРАТКИЙ КУРС ЛЕКЦИЙ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ЭКОНОМИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2006

УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.42я73
О-75

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 28.11.2005 г.)*

Автор-составитель: *А. Т. Бельский*

Рецензент: канд. техн. наук, доц., зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ
им. П. О. Сухого *М. П. Кульгейко*

О-75 Основы проектирования машин : крат. курс лекций для студентов экон. специальности днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост. А. Т. Бельский. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 90 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 985-420-481-2.

Краткий курс лекций рассматривает вопросы проектирования машин, которые охватывают разделы дисциплины: «Теория механизмов, машин и манипуляторов», «Детали машин» и «Нормирование точности и технические измерения».

Для студентов экономических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.42я73

ISBN 985-420-481-2

© Бельский А. Т., составление, 2006
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2006

Тема 1. Рычажные механизмы

Основные понятия и структура механизмов

Машинным агрегатом называется техническая система, состоящая из одной или нескольких соединенных последовательно или параллельно машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций. Обычно в состав машинного агрегата (рис. 1.1) входят: двигатель, передаточный механизм, рабочая или энергетическая машина.

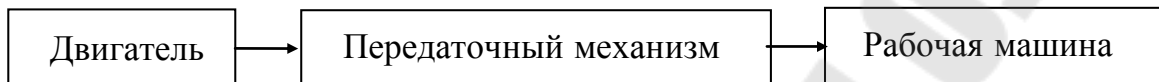


Рис. 1.1

Механизмом называется система, состоящая из звеньев и кинематических пар, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для передачи и преобразования перемещений входных звеньев и приложенных к ним сил в требуемые перемещения и силы на выходных звеньях.

Звено – твердое тело или система жестко связанных тел, входящих в состав механизма.

Класс пары	Число связей	Кинематическая пара	Условное обозначение
I	1		
V	5		

Рис. 1.2

Кинематическая цепь – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их определенное относительное движение (рис. 1.2).

Кинематические пары подразделяются по классам. Класс кинематической пары определяется числом условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев.

Рычажным механизмом называется механизм, у которого звенья соединяются между собой с помощью кинематических пар пятого класса. Кинематическая пара пятого класса бывает двух видов: поступательная и вращательная. На рис. 1.3 приведены условные обозначения этих пар (*a* – вращательная; *б* – поступательная).

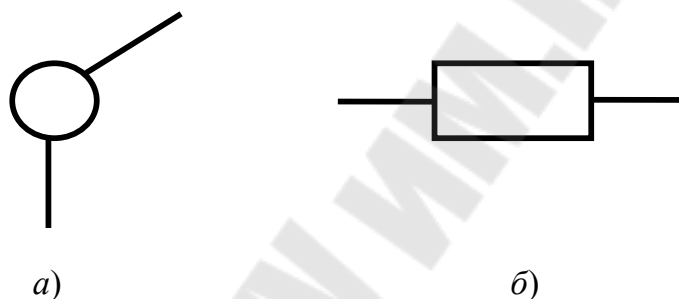


Рис. 1.3

Степень подвижности рычажного механизма рассчитывается по формуле Добровольского:

$$W = 3n - 2p_5,$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_5 – число кинематических пар пятого класса.

Неподвижное звено механизма называется *стойкой*.

Если в формуле Добровольского принять $W = 1$, то можно получить зависимость между числом звеньев и кинематических пар, образующих механизм:

$$n = \frac{2p_5 + 1}{3}.$$

Из полученной зависимости следует, что простейший механизм состоит из одного подвижного звена и одной кинематической пары, соединяющей его со стойкой. Так как кинематическая пара пятого класса имеет два вида, то и простейший механизм также будет двух видов (рис. 1.4).

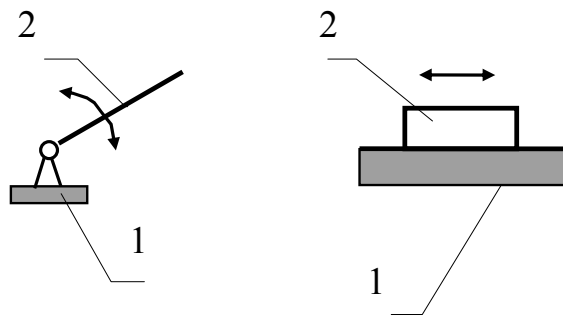


Рис. 1.4

Любой другой механизм можно получить путем присоединения к простейшему механизму каких-либо групп звеньев. Чтобы число степеней подвижности механизма не изменилось, необходимо, чтобы присоединяемые кинематические цепи обладали нулевой степенью подвижности. Такие кинематические цепи получили названия групп Ассура. Связь между числом звеньев k и числом кинематических пар p_5 в группе Ассура имеет вид:

$$k = \frac{2p_5}{3}.$$

Наибольшее распространение получили группы Ассура 2 класса, которые изображены на рис. 1.5:

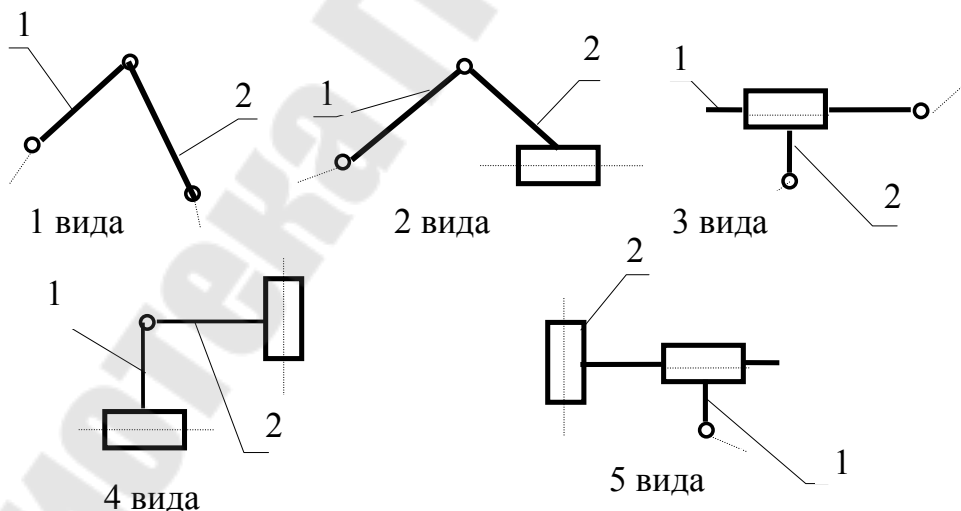


Рис. 1.5

Среди рычажных четырехзвенных механизмов наибольшее распространение получили шарнирный четырехзвенник (рис. 1.6, а), кривошипно-ползунный (рис. 1.6, б) и кулисный (рис. 1.6, в) механизмы.

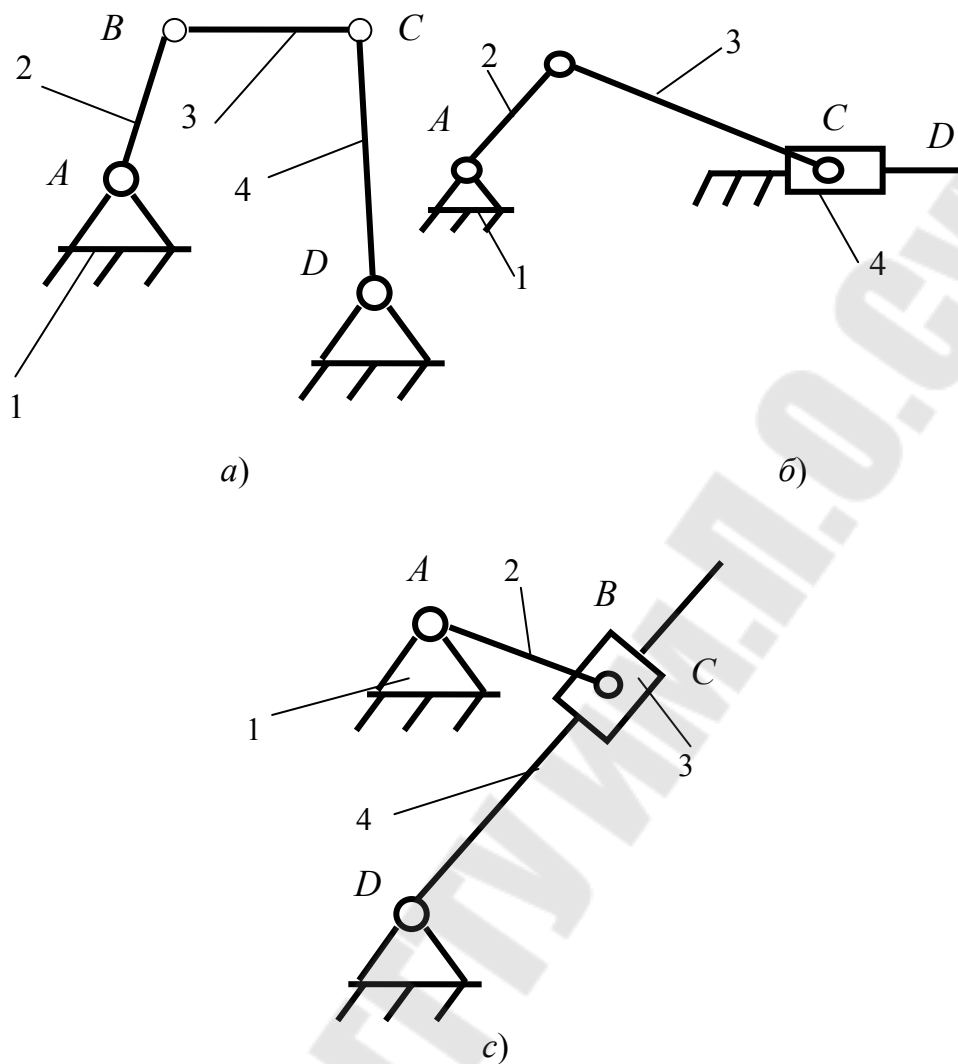


Рис. 1.6

Рычажные механизмы имеют строгое название звеньев. В качестве основного звена принимается стойка.

Кривошипом называется звено, образующее со стойкой вращательную пару и совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси.

Коромыслом называется звено, образующее со стойкой вращательную пару, но совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси.

Ползуном называется звено, образующее со стойкой поступательную пару.

Шатуном называется звено, не образующее со стойкой кинематической пары.

Кулисой называется подвижное направляющее звено. Поэтому все подвижные звенья рычажного механизма могут быть кулисой.

Кинематика рычажных механизмов

Целью кинематического исследования механизма является изучение движения абсолютно жёстких звеньев механизма без учёта зазоров в кинематических парах и сил, обуславливающих это движение. Оно состоит в решении следующих основных задач:

1. Определение траекторий точек и перемещений звеньев механизма.
2. Определение скоростей отдельных точек звеньев и угловых скоростей звеньев.
3. Определение ускорений отдельных точек звеньев и угловых ускорений звеньев.

Все существующие методы кинематического анализа можно разделить на графические и аналитические. Графические методы характеризуются простотой реализации и наглядностью, однако недостаточно точны. Основным методом для решения инженерных задач является аналитический метод.

Геометрические функции механизма

При кинематическом анализе определяется зависимость, связывающая перемещения входного и выходного звеньев механизма, которая представляет собой функцию положения механизма. Если выходное звено совершает поступательное движение, то эта функция имеет вид

$$S = f(\varphi, l_1, l_2, \dots, l_n),$$

где φ – угловая координата входного звена;

l_1, l_2, l_n – размеры звеньев механизма.

Если выходное звено совершает вращательное движение, то данная зависимость будет

$$\psi = f(\varphi, l_1, l_2, \dots, l_n).$$

Значение этой функции зависит только от положения входного звена и не зависит от закона его движения, поэтому она называется *геометрической функцией механизма*, которую в дальнейшем будем обозначать Π , независимо от вида движения выходного звена.

Дифференцируем дважды функцию положения по угловой координате выходного звена. Зависимость $\Pi' = d\Pi / d\varphi$ называется первой передаточной функцией или аналогом скорости, а $\Pi'' = d^2\Pi / d\varphi^2$ – второй передаточной функцией или аналогом ускорения.

Кинематические параметры выходного звена, совершающего поступательное движение, определяют по следующим зависимостям:

$$V = P'\omega; \quad a = P''\omega^2 + P'\varepsilon,$$

где ω – угловая скорость вращения входного звена;

ε – угловое ускорение вращения входного звена.

При вращательном движении выходного звена кинематические параметры определяются:

$$\omega_{\text{вых}} = P'\omega; \quad \varepsilon_{\text{вых}} = P''\omega^2 + P'\varepsilon.$$

Метод замкнутого векторного контура

Применение метода замкнутого векторного контура рассмотрим на примере определения аналогов скоростей и аналогов ускорений для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.7).

Через шарнир A (ось вращения кривошипа) проводим правую систему координат. Каждое звено представляем в виде вектора. Положение каждого вектора определяем углом, который отсчитывается от оси X против часовой стрелки. Записываем условие замкнутости векторного контура, обходя его по часовой стрелки из точки A . Если при обходе контура

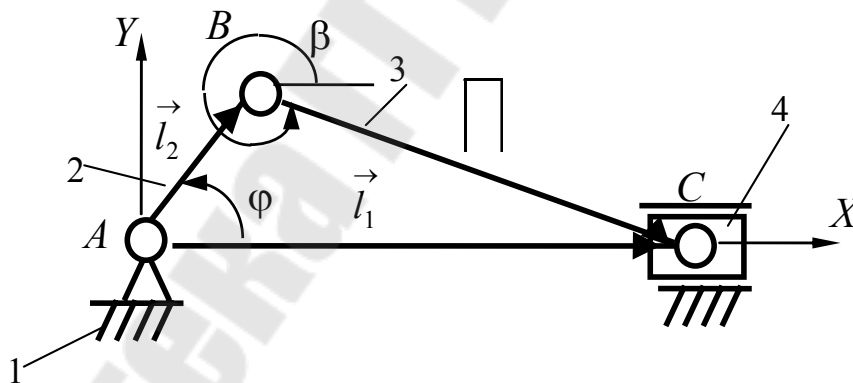


Рис. 1.7

идем по вектору, то он в уравнении записывается со знаком плюс, если против вектора, то с минусом:

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 - \vec{l}_1 = 0.$$

Запишем векторное уравнение замкнутости векторного контура в проекциях на оси координат:

$$\sum X = 0; \quad l_2 \cos \varphi + l_3 \cos \beta - l_1 \cos 0^\circ = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad l_2 \sin \varphi + l_3 \sin \beta = 0.$$

Выразим $\cos \beta$ через угловую координату φ кривошипа 2:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{l_2^2}{l_3^2} \sin^2 \varphi}.$$

Функция положения кривошипно-ползунного механизма будет иметь вид:

$$P_4 = S = l_1 = l_2 \cos \varphi + l_3 \sqrt{1 - \frac{l_2^2}{l_3^2} \sin^2 \varphi}.$$

Дифференцируя дважды функцию положения, определяем аналог скорости P_4' и аналог ускорения P_4'' .

Тогда скорость и ускорение точки С ползуна 4 будут равны:

$$V_c = P_4' \omega_2, \quad a_c = P_4'' \omega_2^2 + P_4' \varepsilon_2,$$

где ω_2 – угловая скорость вращения кривошипа 2;
 ε_2 – угловое ускорение вращения кривошипа 2.

Тема 2. Кулачковые механизмы

Кулачковым (рис. 2.1) называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой, входное звено которого называется кулачком, а выходное – толкателем (или коромыслом). Часто для замены в высшей паре трения скольжения трением качения и уменьшения износа как кулачка, так и толкателя, в схему механизма включают дополнительное звено – ролик и вращательную кинематическую пару. Подвижность в этой кинематической паре не изменяет передаточных функций механизма и является местной подвижностью.

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя. Важным преимуществом кулачковых механизмов является возможность обеспечения точных выстоев выходного звена. Это преимущество определило их широкое применение в простейших устройствах цикловой автоматики и в механических счетно-решающих устройствах. Кулачковые механизмы можно разделить на две группы. Меха-

низмы первой обеспечивают перемещение толкателя по заданному закону движения. Механизмы второй группы обеспечивают только заданное максимальное перемещение выходного звена – ход толкателя. При этом закон, по которому осуществляется это перемещение, выбирается из набора типовых законов движения в зависимости от условий эксплуатации и технологии изготовления.

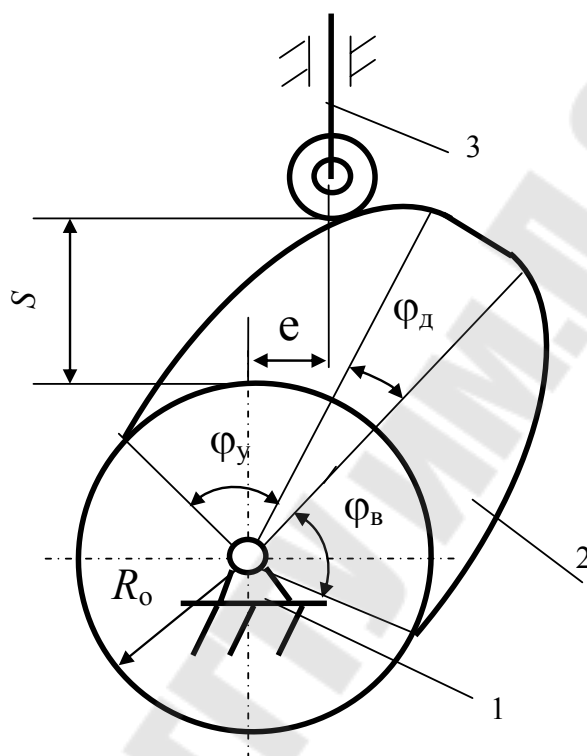


Рис. 2.1. Кулачковый механизм:
1 – стойка; 2 – кулачок; 3 – толкатель

Большинство кулачковых механизмов относится к цикловым механизмам с периодом цикла равным 2π . В цикле движения толкателя в общем случае можно выделить четыре фазы: удаления, дальнего стояния, возвращения и ближнего стояния (рис. 2.2). В соответствии с этим, углы поворота кулачка или фазовые углы делятся:

- на угол удаления φ_y ;
- на угол дальнего стояния φ_d ;
- на угол возвращения φ_v ;
- угол ближнего стояния φ_b .

К основным параметрам кулачка относится также ход толкателя h , минимальный радиус кулачка R_0 и дезаксиал e .

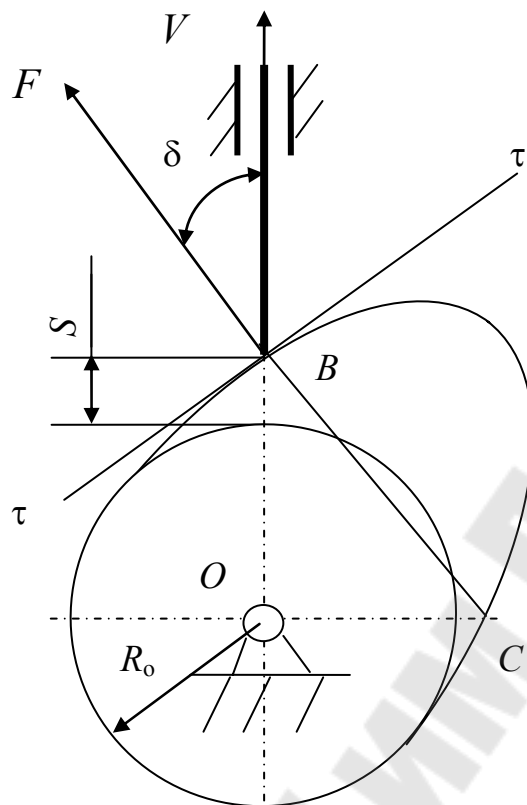


Рис. 2.2

Угол между направлением силы F со стороны кулачка на толкатель и направлением перемещения толкателя называется **углом давления** и обозначается δ (рис. 2.2). Заклинивания толкателя кулачка не произойдет, если выполняется условие, когда максимальный угол давления не превышает допустимый:

$$\delta_{\max} \leq [\delta].$$

Угол давления δ зависит от минимального радиуса кулачка R_0 , и может быть найден из зависимости

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{OC}{OB} = \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{R_0 + S}.$$

При проектировании кулачковых механизмов для определения минимального радиуса кулачка строят график зависимости $S - \frac{dS}{d\varphi}$ (рис. 2.3).

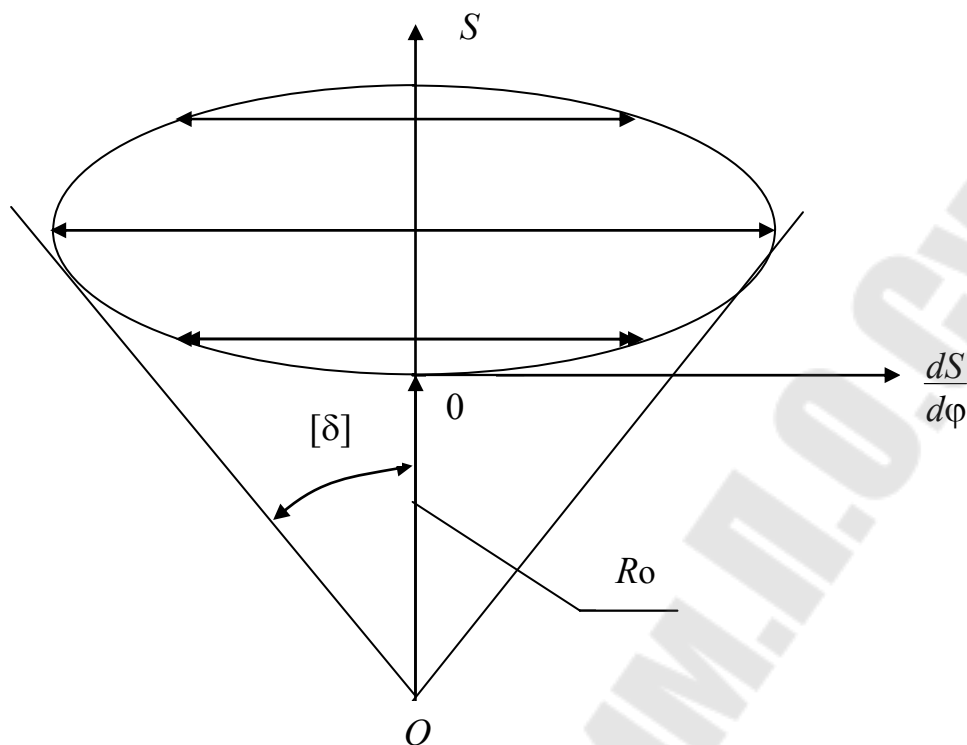


Рис. 2.3

К построенному графику проводят касательные под углом $[\delta]$, которые пересекаются в точке O . Расстояние OO и будет определять минимальный радиус кулачка R_0 .

При построении профиля кулачка используют метод обращенного движения, а именно, кулачок останавливают, а толкатель вместе со стойкой вращают вокруг кулачка.

Построение ведут в следующей последовательности:

1. Проводят окружность минимального радиуса.
2. Проводят направления движения толкателя и определяют точку O пересечения окружности минимального радиуса с направлением движения толкателя.
3. От точки O по направлению перемещения толкателя откладывают перемещения в каждом положении и получают точки 1, 2, 3 и т. д.
4. В сторону, противоположную вращения кулачка, откладывают фазовые углы, которые разбивают на столько же частей, на сколько частей они разбиты на кинематических диаграммах и получают точки $1'$, $2'$, $3'$ и т. д.
5. Из центра вращения кулачка через точки $1'$, $2'$, $3'$ и т. д. проводят лучи.

6. Радиусами $O1$, $O2$, $O3$ и т. д. делают засечки на соответствующих лучах и получают точки центрального профиля кулачка.

7. Для построения рабочего профиля кулачка строят кривую, отстоящую от центрального профиля на величину радиуса ролика толкателя.

Тема 3. Зубчатые механизмы

Уравнение эвольвенты и ее свойства

Эвольвентой окружности называется траектория точки прямой, которая перекачивается по окружности без скольжения. Окружность, по которой перекачивается прямая, называется основной окружностью. Положение точки эвольвенты определяется двумя параметрами: эвольвентным углом θ_y и текущим радиусом r_y . Так как перекачивание происходит без скольжения, то длина дуги $\cup K_0K_1$ равна отрезку $[K_yK_1]$ (рис. 3.1). Отсюда получаем

$$r_b(\theta_y + \alpha_y) = r_y \operatorname{tg} \alpha_y,$$

откуда эвольвентный угол θ_y равен

$$\theta_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y,$$

где α_y – профильный угол;

r_b – радиус основной окружности.

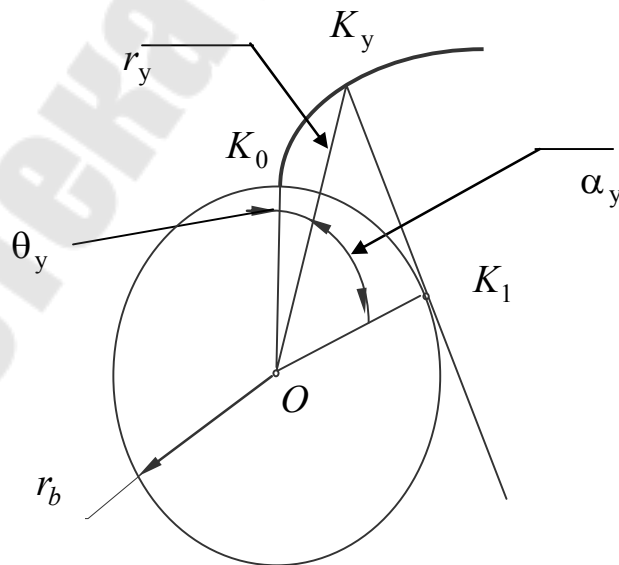


Рис. 3.1

Текущий радиус r_y определяется по зависимости

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y}.$$

К основным свойствам эвольвенты относятся:

1. Эвольвента начинается на основной окружности и лежит вне ее.
2. Форма эвольвенты зависит от радиуса основной окружности.
3. Касательная к основной окружности является нормалью к эвольвенте.
4. Длина касательной к основной окружности равна радиусу кривизны эвольвенты в данной точке.

Основная теорема зацепления

Для обеспечения зацепления двух звеньев необходимо, чтобы проекции скоростей точек контакта соприкасающихся звеньев на нормаль, проведенную через точку касания, были равны (рис. 3.2):

$$V_1 \cos \beta_1 = V_2 \cos \beta_2.$$

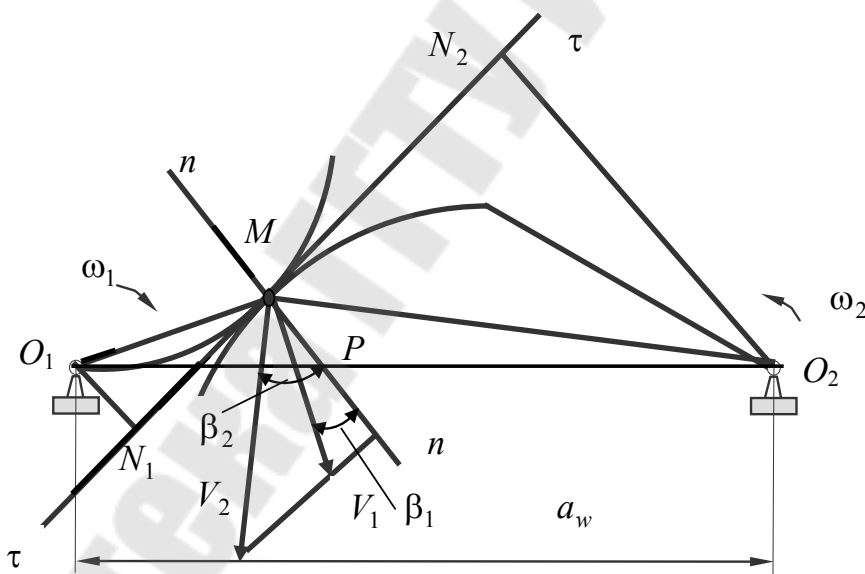


Рис. 3.2

Учитывая, что $V_1 = \omega_1 O_1 M$ и $V_2 = \omega_2 O_2 M$, получаем

$$\omega_1 O_1 M \cos \beta_1 = \omega_2 O_2 M \cos \beta_2.$$

Откуда

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 M \cos \beta_2}{O_1 M \cos \beta_1} = \frac{N_2 M}{N_1 M}.$$

Из подобия треугольников $\Delta O_1 N_1 M$ и $\Delta O_2 N_2 M$ следует:

$$\frac{N_2 M}{N_1 M} = \frac{O_2 P}{O_1 P}.$$

Окончательно получаем

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_1 P}.$$

Из основной теоремы зацепления следует, что общая нормаль, проведенная через точку контакта двух звеньев, делит межосевое расстояние a_w на отрезки обратно пропорциональные угловым скоростям.

Эвольвентное зацепление

Рассмотрим зацепление двух эвольвент (рис. 3.3)

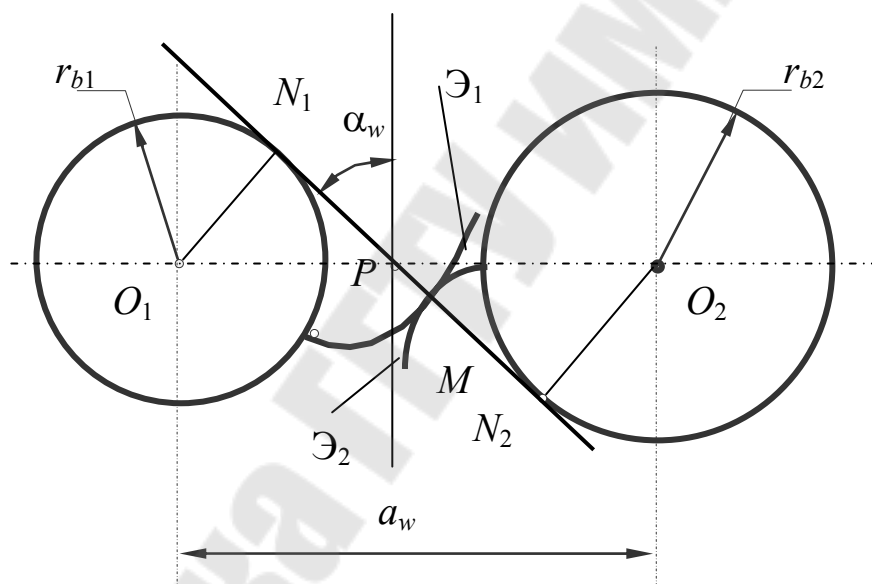


Рис. 3.3

На основании третьего свойства эвольвенты, касательные к основным окружностям $N_1 M$ и $N_2 M$ являются нормальными соответственно к эвольвентам \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 . В этом случае прямая $N_1 N_2$ будет одновременно общей касательной к основным окружностям и нормалью, проходящей через точку контакта эвольвент \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 . На основании основной теоремы зацепления она делит межосевое расстояние a_w на отрезки обратно пропорциональные угловым скоростям звеньев. Так как положение основных окружностей не изменяется, то прямая $N_1 N_2$ будет пересекать линию межосевого расстояния $O_1 O_2$ постоянно

в точке P . Это означает, что передаточное отношение эвольвентного зацепления постоянно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \text{const.}$$

Точка P называется полюсом зацепления.

Прямая N_1N_2 , на которой происходит контакт звеньев, называется теоретической линией зацепления.

Угол α_w , на который линия зацепления отклонена от прямой, проходящей через полюс зацепления перпендикулярно линии межосевого расстояния, называется углом зацепления.

Для обеспечения постоянного передаточного отношения боковые поверхности зубьев очерчены по эвольвенте.

Параметры прямозубого цилиндрического зубчатого колеса

Расстояние между одноименными точками двух зубьев, измеренное по дуге окружности, называется шагом зубчатого колеса и обозначается буквой p (рис. 3.4).

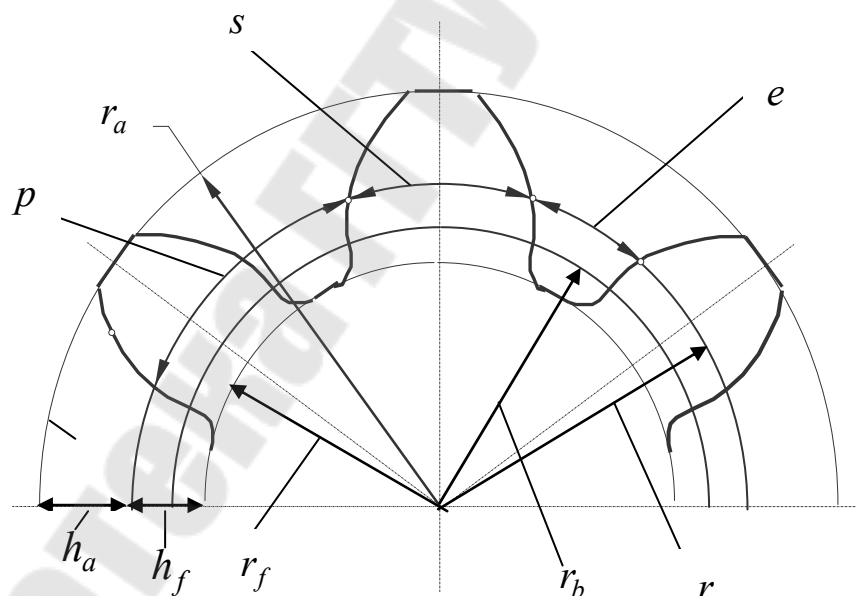


Рис. 3.4

Отношение шага зубчатого колеса к числу π называется модулем зубчатого колеса и обозначается буквой m и измеряется в мм и является стандартной величиной

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Все размеры зубчатого колеса измеряются в долях модуля.

Зубчатое колесо состоит из тела зубчатого колеса и зубьев.

Окружность, которая разделяет тело зубчатого колеса от зубьев, называется окружностью впадин. Все размеры, которые относятся к окружности впадин, имеют индекс f .

Окружность максимального радиуса зубчатого колеса называется окружностью вершин зубьев. Все размеры, которые относятся к окружности вершин зубьев, имеют индекс a .

Окружность, которая делит зуб на головку и ножку зуба, называется делительной окружностью. Все размеры, которые относятся к делительной окружности, индекса не имеют.

Размеры, относящиеся к основной окружности, имеют индекс b .

Зубчатые колеса, при нарезании которых делительная прямая зубчатой рейки касается делительной окружности, называются нулевыми. Параметры нулевого зубчатого колеса рассчитываются по следующим зависимостям:

– шаг зубчатого колеса по делительной окружности $p = \pi m$;

– высота головки зуба $h_a = m$;

– высота ножки зуба $h_f = 1,25 m$;

– толщина зуба по делительной окружности $s = \frac{\pi m}{2}$;

– ширина впадины по делительной окружности $e = \frac{\pi m}{2}$;

– диаметр делительной окружности $d = mz$;

– диаметр окружности вершин зубьев $d_a = m(z + 2)$;

– диаметр окружности впадин $d_f = m(z + 2,5)$;

– диаметр основной окружности $d_b = \frac{d}{\cos 20^\circ}$.

Параметры зубчатого зацепления

К параметрам зубчатого зацепления относятся:

– межосевое расстояние – это кратчайшее расстояние между осями зубчатых колес;

– дуга зацепления – это путь, проходимый точкой зуба за время его зацепления;

– практическая линия зацепления – это отрезок теоретической линии зацепления, на котором происходит контакт зубьев;

– шаг зубчатого зацепления, который равен шагу зубчатого колеса;

- модуль зубчатого зацепления, который равен модулю зубчатого колеса;
- коэффициент перекрытия ε_α равен отношению дуги зацепления к шагу по одноименной окружности;
- радиальный зазор $c = 0,25m$ – это расстояние между окружностью впадин одного колеса и окружностью вершин зубьев второго колеса, измеренное по линии межосевого расстояния.

Классификация зубчатых механизмов и их передаточное отношение

Все зубчатые механизмы делятся на две группы: с неподвижными осями и с подвижными осями.

К механизмам с неподвижными осями относятся рядовые (рис. 3.5) и ступенчатые (рис. 3.6) механизмы.

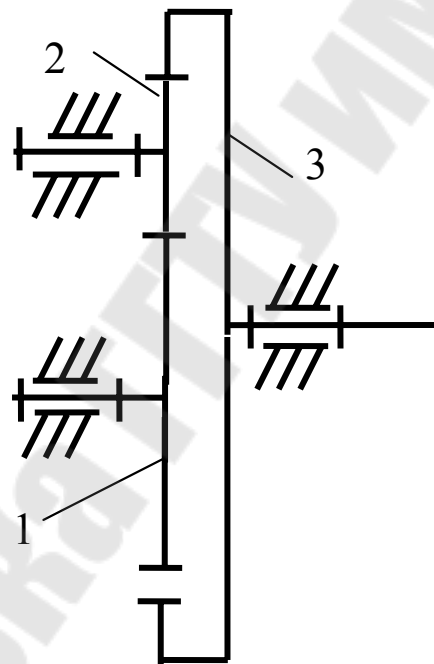


Рис. 3.5

Рядовым зубчатым механизмом называется такой механизм, у которого на каждой оси находится по одному зубчатому колесу. Зацепление зубчатых колес (рис. 3.5) может осуществляться внешним образом (колеса 1 и 2) и внутренним образом (колеса 2 и 3). При внешнем зацеплении передаточное отношение отрицательное $i_{12} = -\frac{z_2}{z_1}$, а при внутреннем зацеплении – положительное $i_{23} = \frac{z_3}{z_2}$.

Общее передаточное отношение рядового механизма определяют по формуле

$$i_{1k} = (-1)^p \frac{z_k}{z_1},$$

где p – число внешних зацеплений;
 z_k – число зубьев последнего колеса;
 z_1 – число зубьев первого колеса.

Ступенчатым зубчатым механизмом (рис. 3.6) называется такой механизм, у которого на одной из осей находится два колеса. Общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений отдельных ступеней:

$$i_{14} = i_{12}i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\frac{z_4}{z_3}.$$

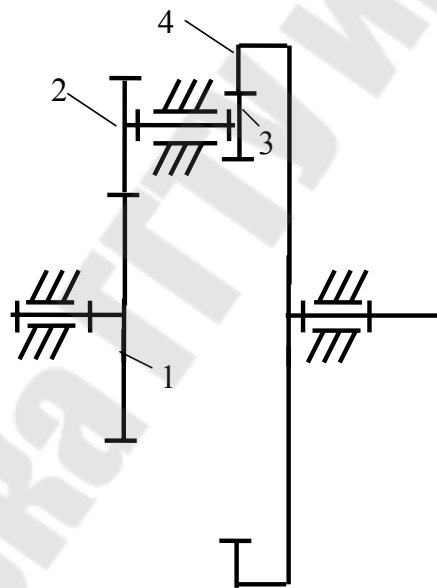


Рис. 3.6

К механизмам с подвижными осями относятся планетарные, дифференциальные и замкнутые дифференциальные механизмы.

Планетарным зубчатым механизмом (рис. 3.7) называется такой механизм, у которого имеется подвижная ось, а одно колесо неподвижно. Зубчатые колеса (2 и 3), которые располагаются на подвижной оси, называются сателлитами. Звено H , которое перемещает подвижную ось в пространстве, называется водилом. Зубчатые колеса (1 и 4), ось которых неподвижна, называются центральными. Передаточное отношение

планетарного механизма определяется по формуле Виллиса. Передаточное отношение от любого колеса к к водилу равно единице минус передаточное отношение от того же колеса к неподвижному:

$$i_{kH}^0 = 1 - i_{k0}^H.$$

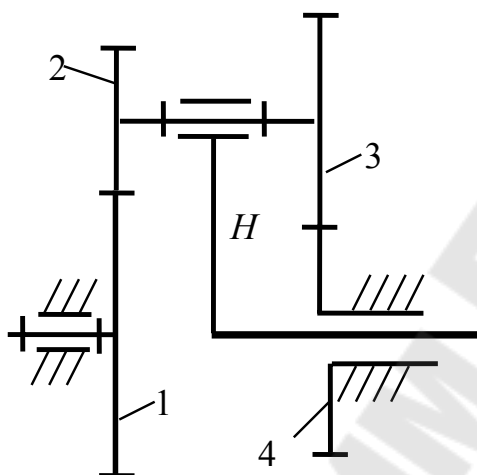


Рис. 3.7

Дифференциальным зубчатым механизмом (рис. 3.8) называется такой механизм, у которого имеется подвижная ось и все колеса подвижны. Для дифференциального зубчатого механизма не существует понятие передаточного отношения, так как он обладает двумя степенями подвижности, поэтому устанавливается связь между угловыми скоростями центральных звеньев механизма.

При ведущих звеньях 4 и H угловая скорость звена 1 определяется по зависимости:

$$\omega_1 = \omega_4 i_{14}^H + \omega_H i_{1H}^4,$$

где $i_{14}^H = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$; $i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H$.

При заданных законах движения звеньев 1 и H угловая скорость звена 4 определяется следующим образом:

$$\omega_4 = \omega_1 i_{41}^H + \omega_H i_{4H}^1,$$

где $i_{41}^H = \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2}$; $i_{4H}^1 = 1 - i_{41}^H$.

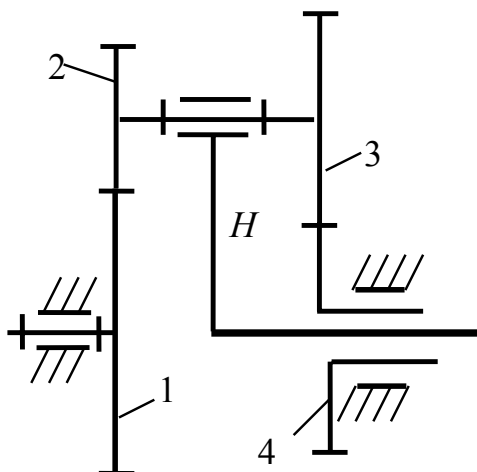


Рис. 3.8

При ведущих звеньях 1 и 4 угловая скорость звена H определяется:

$$\omega_H = \omega_1 i_{H1}^4 + \omega_4 i_{H4}^1,$$

$$\text{где } i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{1}{1 - i_{14}^H} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}; \quad i_{H4}^1 = \frac{1}{1 - \frac{z_3 z_1}{z_4 z_2}}.$$

Замкнутый дифференциальный механизм

Замкнутый дифференциальный механизм получается, если два входных звена дифференциального механизма замкнуть между собой дополнительным зубчатым механизмом (рис. 3.9). Общее передаточное отношение замкнутого дифференциального механизма определяется путем совместного решения уравнения, связывающего угловые скорости центральных звеньев дифференциального механизма, и уравнения передаточного отношения замыкающего механизма:

$$\omega_1 = \omega_4 i_{14}^H + \omega_H i_{1H}^4; \quad (1)$$

$$i_{58} = \frac{\omega_5}{\omega_8}. \quad (2)$$

Разделим правую и левую части уравнения (1) на ω_8 :

$$\frac{\omega_1}{\omega_8} = \frac{\omega_4}{\omega_8} i_{14}^H + \frac{\omega_H}{\omega_8} i_{1H}^4.$$

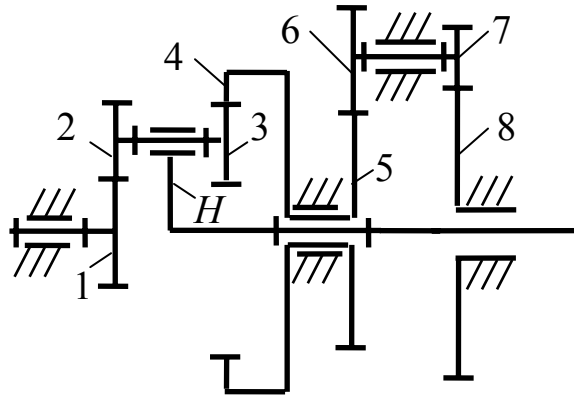


Рис. 3.9

Учитывая, что $\omega_4 = \omega_5$ и $\omega_H = \omega_8$, получаем

$$i_{18} = i_{56}i_{14}^H + i_{1H}^4,$$

где $i_{56} = \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7}$; $i_{14}^H = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$; $i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H$.

Тема 4. Зубчатые механизмы (продолжение)

Синтез планетарного механизма

При синтезе планетарного механизма необходимо выполнить три условия:

- условие соосности;
- условие соседства;
- условие сборки.

Под условие соосности понимается, что межосевые расстояния между центральными колесами и сателлитами должны быть равны. Для механизма, изображенного на рис. 3.7, условие соосности имеет вид:

$$r_1 + r_2 = r_3 + r_4.$$

Учитывая, что радиус делительной окружности равен

$$r = \frac{mz}{2},$$

получаем

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4.$$

Под условие соседства понимается, сколько теоретически можно установить сателлитов. Из рис. 4.1 видно, что устанавливая сателлиты 2 можно до тех пор, пока они не будут касаться друг друга.

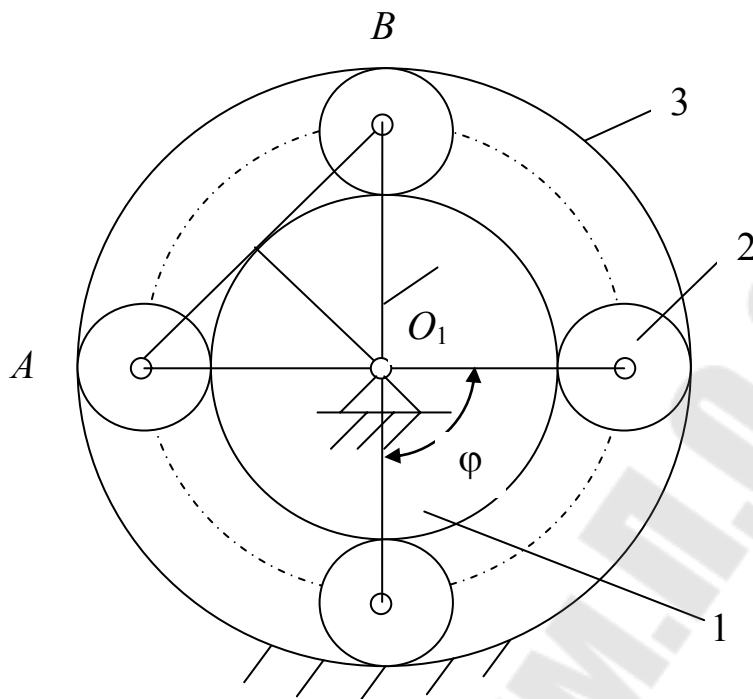


Рис. 4.1

Касание сателлитов не произойдет, если будет выполняться условие

$$2r_{a2} > O_2O_{2'}.$$

Учитывая, что

$$r_{a2} = \frac{m}{2}(z_2 + 2) \text{ и } O_2O_{2'} = 2\frac{m}{2}(z_1 + z_2)\sin\frac{180^\circ}{k},$$

условие соседства можно записать в следующем виде:

$$2\frac{m}{2}(z_2 + 2) < 2\frac{m}{2}(z_1 + z_2)\sin\frac{180^\circ}{k}.$$

Откуда максимальное число сателлитов, которое можно установить по условию соседства, равно:

$$k < \frac{180^\circ}{\arcsin\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}},$$

где m – модуль зубчатых колес;

k – число сателлитов.

Под условием сборки понимается, сколько практически можно установить сателлитов, чтобы обеспечить сборку планетарного механизма.

Пусть в дуге AB шаг p укладывается l_1 число раз и остается дуга S_1 , в дуге CD – l_2 число раз и остается дуга S_2 . Длины дуг AB и CD можно рассчитать, с одной стороны, через центральный угол, а с другой, – через шаг.

$$\begin{aligned}\check{AB} &= r_3 \frac{2\pi}{k} = \frac{mz_3}{2} \frac{2\pi}{k} = pl_1 + \check{S}_1; \\ \check{CD} &= r_1 \frac{2\pi}{k} = \frac{mz_1}{2} \frac{2\pi}{k} = pl_2 + \check{S}_2.\end{aligned}$$

Найдем сумму дуг AB и CD .

$$\check{AB} + \check{CD} = mz_3 \frac{\pi}{k} + mz_1 \frac{\pi}{k} = pl_1 + \check{S}_1 + pl_2 + \check{S}_2.$$

Учитывая, что $p = \pi m$, получаем

$$z_1 + z_3 = k \left(l_1 + l_2 + \frac{\check{S}_1 + \check{S}_2}{p} \right).$$

Так как в левой части целое число, то и в правой части должно быть целое число. Это возможно, если $\frac{\check{S}_1 + \check{S}_2}{p} = 1$. В этом случае условию сборки можно придать вид

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C,$$

где C – любое целое число.

Подбор чисел зубьев планетарного механизма

Подбор чисел зубьев рассмотрим на примере планетарного механизма, изображенного на рис. 3.7.

Пусть необходимо спроектировать планетарный механизм с передаточным отношением $i_{1H}^4 = -4,6$. Передаточное отношение планетарного механизма определяется по формуле Виллиса $i_{1H}^4 = 1 - i_{14}^H$, откуда

$$i_{14}^H = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 - i_{1H}^4 = 1 - (-4,6) = 5,6.$$

Представим правую часть в виде четырех сомножителей:

$$\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{56}{10} = \frac{7 \cdot 8}{5 \cdot 2}.$$

В этом случае имеем $z_2 = 7$; $z_4 = 8$; $z_1 = 5$ и $z_3 = 2$. Проверим условие соосности:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4,$$

$$z_1 + z_2 = 5 + 7 = 12;$$

$$z_3 + z_4 = 2 + 8 = 10.$$

Чтобы выполнялось условие соосности, первую строку умножим на 10, а вторую – на 12. Тогда получаем $z_1 = 50$; $z_2 = 70$; $z_3 = 24$ и $z_4 = 96$.

Проверим правильность подбора чисел зубьев:

$$i_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 - \frac{70 \cdot 96}{50 \cdot 24} = -4,6,$$

что и требовалось обеспечить.

Тема 5. Зубчатые механизмы (продолжение)

Расчетная нагрузка для расчета зубчатых колес

По линии зацепления прямозубой цилиндрической передачи со стороны зуба одного колеса на зуб другой колеса действует нормальная сила F_n . Нормальную силу можно разложить на две составляющие: окружную силу F_t , направленную по касательной к начальным окружностям перпендикулярно линии межосевого расстояния, и радиальную F_r , направленную к оси вращения зубчатого колеса.

Окружная и радиальная силы рассчитываются по зависимостям:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w,$$

где T – вращающий момент на валу колеса;

d_w – начальный диаметр зубчатого колеса;

α_w – угол зацепления.

При расчете зубчатых колес на контактную прочность вводятся понятия удельной нагрузки ω и удельной расчетной нагрузки ω_H .

Удельная нагрузка определяется из условия, что силы передаются по всей длине l_{Σ} контактных линий:

$$\omega = \frac{F_n}{l_{\Sigma}} = \frac{F_t}{l_{\Sigma} \cos \alpha_w}.$$

Общая длина l_{Σ} контактных линий зависит от ширины b_w венца колеса и коэффициента перекрытия ε_{α} , поэтому в расчетах используют минимальное значение длины контактной линии.

$$l_{\Sigma \min} = b_w \varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon},$$

где K_{ε} – коэффициент, учитывающий повышение несущей способности зубчатых колес с увеличением коэффициента перекрытия.

В этом случае удельная нагрузка будет равна

$$\omega = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon} \cos \alpha_w}.$$

В действительности нагрузка на зубья значительно отличается от удельной номинальной нагрузки. В связи с этим вводятся поправочные коэффициенты, которые учитывают условия эксплуатации, и расчетная удельная нагрузка ω_H определяется по зависимости:

$$\omega_H = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_{\alpha} K_{\varepsilon} \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине зуба;

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

Материалы зубчатых колес

Величина передаваемой нагрузки, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Для изготовления зубчатых колес в основном используются стали. В зависимости от термообработки стальные зубчатые колеса подразделяются на две группы:

– с твердостью $HV \leq 350$ (зубчатые колеса нормализованные или улучшенные);

– с твердостью $HB > 350$ (зубчатые колеса с объемной закалкой, закалкой токами высокой частоты, азотированные и др.).

В основном используют нормализованные и улучшенные зубчатые колеса, так как при их изготовлении можно получить высокую точность без применения шлифования и притирки, они хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Стали для зубчатых колес рекомендуется назначать по следующим соображениям:

– при окружных скоростях в пределах $V = 2 \dots 6$ м/с – углеродистые стали;

– при окружных скоростях $V > 6$ м/с – легированные стали.

При окружной скорости $V < 2$ м/с можно применять чугун.

Для лучшей прирабатываемости зубчатых колес твердость шестерни назначают на 10 ... 30 единиц больше твердости зубчатого колеса.

Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} при расчете на выносливость определяются по формуле:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} Y_R Y_S K_{xF},$$

где Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

Y_S – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров зубьев;

K_{xF} – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров колес;

S_F – коэффициент безопасности;

σ_{Flim}^0 – предел выносливости зубьев, соответствующий за данному числу циклов нагружения, МПа.

$$\sigma_{Flim}^0 = \sigma_{Flimb}^0 K_{Fq} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL},$$

где σ_{Flimb}^0 – предел выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения, МПа;

K_{Fq} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев;

K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев;

K_{Fc} – коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки;

K_{FL} – коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

где N_{FO} – базовое число циклов нагружения;

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения.

$$N_{FE} = 60 cnt,$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

n – частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

t – время работы передачи, час.

$$t = 365 L k_{год} 24 k_{сут},$$

где L – срок работы передачи, год;

$k_{год}$ – коэффициент работы передачи в году;

$k_{сут}$ – коэффициент работы передачи в сутках.

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_{xH} K_L,$$

где Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости;

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

K_{xH} – коэффициент, учитывающий влияние размеров колеса;

K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки;

S_H – коэффициент безопасности;

σ_{Hlim} – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий фактическому числу циклов нагружения.

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlimb} K_{HL},$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

где N_{HO} – базовое число циклов нагружения;
 N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения.

Тема 6. Цилиндрическая прямозубая передача

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям

Максимальные контактные напряжения возникают, когда зацепление зубьев происходит в полюсе зацепления. В этом случае в зацеплении находится одна пара зубьев. В качестве исходной формулы принимаем формулу Герца для определения контактных напряжений в случае контакта двух цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}},$$

где q – удельная нагрузка;

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль упругости;}$$

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны;

μ – коэффициент Пуассона.

Приведенный радиус кривизны определяется из соотношения

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны контактирующих профилей.

Для эвольвентного зубчатого зацепления $\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w$

и $\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w$, тогда

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2(u \pm 1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u},$$

где $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$ – передаточное число.

Знак «-» соответствует внешнему зацеплению колес, а знак «+» – внутреннему.

Заменяя в формуле Герца удельную нагрузку q на удельную расчетную нагрузку ω_H и подставляя значения величин $\frac{1}{\rho_{пр}}$ и $E_{пр}$, получаем

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} 2E_1 E_2 2(u+1)}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w (E_1 + E_2) d_{w1} u \sin \alpha_w 2\pi(1-\mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

По данной формуле можно оценить возможность передачи требуемого крутящего момента конкретной зубчатой передачей. Для получения формулы для проектного расчета учтем, что $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ и $b_w = \psi_{bd} d_{w1}$, тогда

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}},$$

где $K_d = 770 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$ – коэффициент диаметра;

$\psi_{bd} = 0,8 \dots 1,4$ – коэффициент ширины колеса.

Расчет зубьев на прочность при изгибе

При расчете зубьев на изгиб рассматривается случай, когда нормальная сила F_n действует в точке, лежащей на окружности вершин зубьев. В результате пластической деформации она направлена под углом α_α несколько большим, чем угол зацепления α_w .

Нормальную силу F_n перенесем по линии действия в точку, лежащую на оси симметрии зуба, и разложим на горизонтальную силу F_1 и вертикальную силу F_2 . Горизонтальная сила F_1 будет изгибать зуб. Максимальный изгибающий момент, равный $M_{из} = F_1 h$ будет действовать у ножки зуба. Вертикальная сила F_2 сжимает зуб. Построим эпюры напряжений, действующих у основания зуба.

Напряжения сжатия будут рассчитываться по зависимости

$$\sigma_{сж} = \frac{F_2}{S b_w},$$

а напряжения изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{6F_1 h}{b_w S^2}.$$

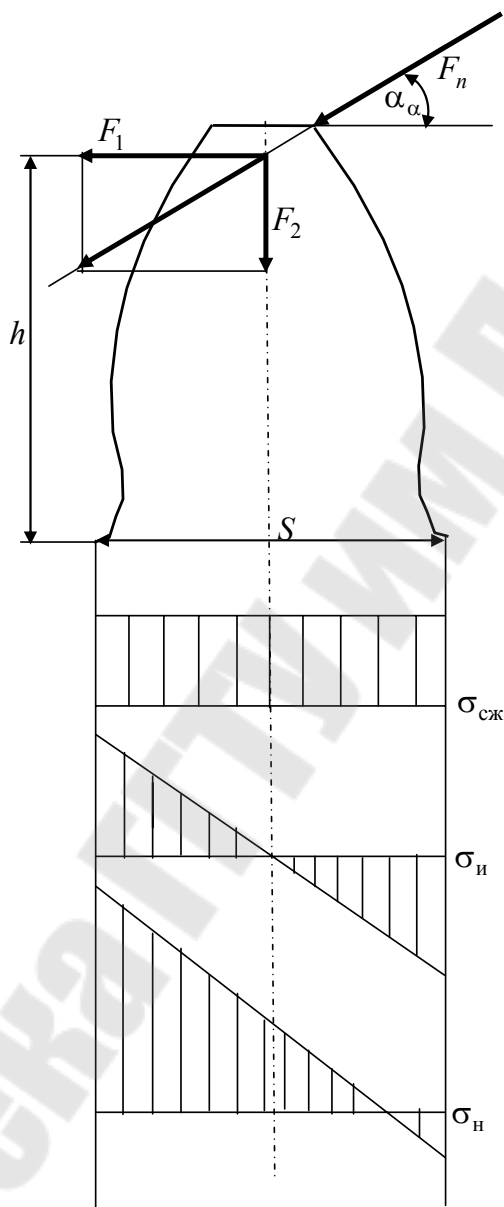


Рис. 6.1

Выражая F_1 и F_2 через окружную силу F_t , учитывая, что $F_1 = F_n \cos \alpha_\alpha$ и $F_2 = F_n \sin \alpha_\alpha$, получим

$$\sigma_{сж} = \frac{F_t \sin \alpha_\alpha}{S b_w \cos \alpha_w}; \quad \sigma_{и} = \frac{6F_t h \cos \alpha_\alpha}{b_w S^2 \cos \alpha_w},$$

где b_w – ширина зуба.

Экспериментальные данные показывают, что поверхностные слои материала зуба оказывают меньшее сопротивление переменным растягивающим напряжениям, чем напряжения сжатия.

Суммарное номинальное напряжение на растянутой стороне зуба в опасном сечении равно:

$$\sigma_H = \sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{сж}} = \frac{6F_t h \cos \alpha_\alpha}{b_w S^2 \cos \alpha_w} - \frac{F_t \sin \alpha_\alpha}{b_w S \cos \alpha_w}.$$

Действительные напряжения σ_F будут отличаться от номинальных напряжений. Особенность работы зуба в зацеплении учитывается соответствующими коэффициентами: α_σ – наличие концентрации напряжения на переходной поверхности зуба; $K_{F\alpha}$ – неравномерность распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба и K_{Fv} – наличие удара в момент входа зуба в зацепление. Поэтому действительное напряжение будет равно:

$$\sigma_F = \sigma_H \alpha_\sigma K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Подставляя значение σ_H , получаем

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w} \left(\frac{6h \cos \alpha_\alpha}{S^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_\alpha}{S} \right) \alpha_\sigma K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Принимая во внимание, что коэффициент формы зуба Y_F равен

$$Y_F = m \left(\frac{6h \cos \alpha_\alpha}{S^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_\alpha}{S} \right) \alpha_\sigma,$$

получаем

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F}{b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Условие прочности будет выполняться, если

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F}{b_w m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq \sigma_{FP},$$

где σ_{FP} – допускаемое напряжение на изгиб.

Учитывая, что $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$; $b_w = \psi_{bd}d_{w1}$ и $d_{w1} = mz_1$, и решая данное уравнение относительно модуля m , получим следующую формулу для проектного расчета на изгиб:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}},$$

где $K_m = 1,4$ – коэффициент модуля колеса.

Коэффициент Y_F выбирается в зависимости числа зубьев z_1 .

Тема 7. Цилиндрическая косозубая передача

Особенности геометрии

В косозубой цилиндрической передаче (рис. 7.1) линия зуба наклонена к оси вращения под углом β_b . В связи с этим зуб входит в зацепления не сразу, а постепенно. В зацеплении может одновременно находиться несколько пар зубьев, в результате чего уменьшается шум и увеличивается плавность зацепления. В косозубой зубчатой передаче различают три шага: нормальный шаг p_n , торцовый шаг p_t и осевой шаг p_a , а следовательно, и три модуля: нормальный модуль m_n , который является стандартным, торцовый модуль m_t и осевой модуль m_a . Торцовый и осевой модули выражаются через нормальный по зависимостям:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta_b}; \quad m_a = \frac{m_n}{\sin\beta_b}.$$

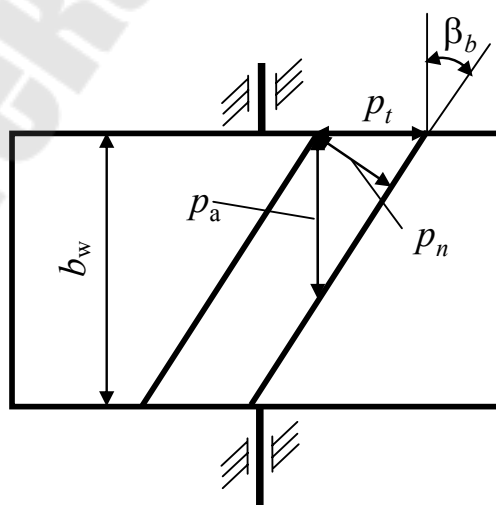


Рис. 7.1

Делительный диаметр косозубого цилиндрического колеса рассчитывается по зависимости:

$$d = m_t z = \frac{m_n}{\cos \beta_b} z.$$

Высота головки и ножки зуба соответственно равны

$$h_a = m_n; \quad h_f = 1,25m_n.$$

В этом случае диаметр вершин и диаметр впадин зубьев рассчитываются по зависимостям:

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_b} + 2 \right); \quad d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_b} - 2,5 \right).$$

Прочность зуба косозубого колеса определяют размеры и форму в нормальном сечении. Форму зуба в нормальном сечении определяют через параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Нормальное сечение косозубого колеса представляет эллипс (рис. 7.2) с полуосями $c = \frac{d_w}{2}$ и $e = \frac{d_w}{2 \cos \beta_b}$. Зацепление зубьев происходит на малой полуоси. Радиус кривизны r_v на малой полуоси эллипса равен

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d_w}{2 \cos^2 \beta_b}.$$

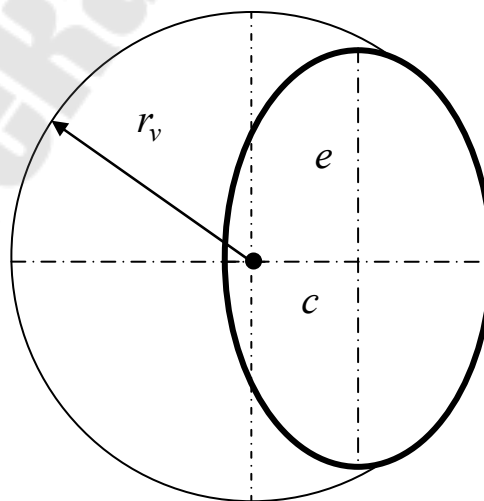


Рис. 7.2

В соответствии с этим форма косо́го зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого

$$d_v = \frac{d_w}{\cos^2 \beta_b},$$

а число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_b}.$$

Увеличение эквивалентных параметров (d_w и z_v) с увеличением угла β_b является одной из причин повышения несущей способности косозубых передач.

Расчет на контактную и изгибную прочность

Проектный расчет на контактную прочность и на изгиб косозубых зубчатых передач производят по формулам аналогичным, что и для прямозубых передач:

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\Psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}}, \quad m_n \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\Psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}}.$$

Различие заключается в коэффициентах K_d , K_m и Y_F . Это связано с тем, что суммарная длина контактной линии постоянна. Отличие заключается в приведенном радиусе кривизны и определяется нормальный модуль зацепления, а не торцовый. Поэтому коэффициенты принимают значения $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$, $K_m = 1,12$, а коэффициент формы зуба Y_F выбирается для числа зубьев эквивалентного колеса, которое равно $z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_b}$.

Силы, действующие в косозубой цилиндрической передаче

В косозубой зубчатой передаче нормальную силу раскладывают на три составляющие (рис. 7.3): окружную силу $F_t = \frac{2T}{d_w}$, осевую силу

$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_b$ и радиальную силу $F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_b}$. Нормальную

силу, действующую в зацеплении, определяют по зависимости:

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta_b}.$$

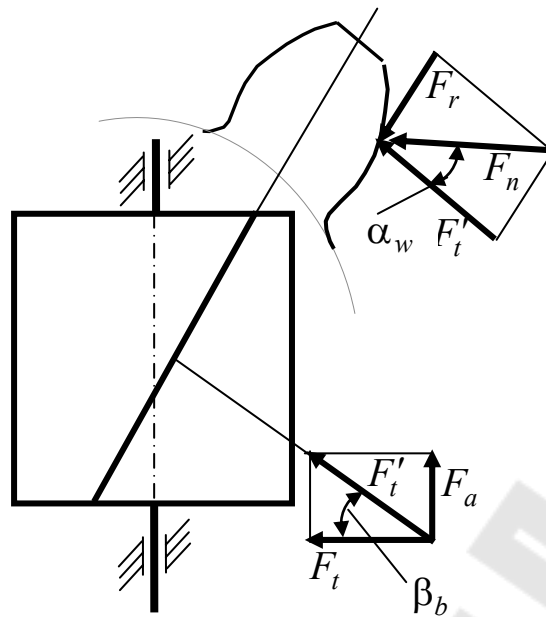


Рис. 7.3

Тема 8. Конические зубчатые передачи

Общие сведения

Конические зубчатые передачи (рис. 8.1) предназначены для передачи вращательного движения между пересекающимися осями. Угол Σ , под которым могут пересекаться оси, может изменяться от 10° до 170° . Наибольшее распространение нашли конические передачи, когда угол $\Sigma = 90^\circ$. В конической передаче одно колесо имеет консольное расположение, поэтому ее нагрузочная способность на 15 % ниже, чем у цилиндрической передачи. Конические зубчатые колеса могут быть с прямым, косым и кривым зубьями. Если направление линии зуба колеса проходит через ось вращения, то такая передача называется прямозубой. У конической косозубой передаче направление линии зуба является касательной к какой-то окружности. Линия зуба кривоизогнутого конического колеса очерчена по кривой линии, чаще всего по окружности.

Так как оси колес пересекаются (рис. 8.2), то начальные поверхности являются конусами, углы которых определяются по зависимостям:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}; \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1,$$

где u – передаточное число.

Для ортогональных передач

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{z_2}{z_1}.$$



Рис. 8.1

Параметры прямозубых конических колес принято рассчитывать на поверхности внешнего дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна к образующей делительного конуса.

Делительный диаметр на дополнительном конусе

$$d_e = m_e z,$$

где m_e – внешний торцовый модуль.

Внешний торцовый модуль может иметь нестандартное значение, но на практике его чаще всего округляют до ближайшего стандартного.

Важнейшим параметром конической передачи является внешнее конусное расстояние R_e , которое рассчитывается следующим образом:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1 \sqrt{1 + u^2}}{2}.$$

Ширину зубчатого венца b (рис. 8.2) рекомендуется принимать $b \leq 0,3 R_e$ или $b \leq 10 m_e$. Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$, а ножки зуба – $h_{fe} = 1,2 m_e$.

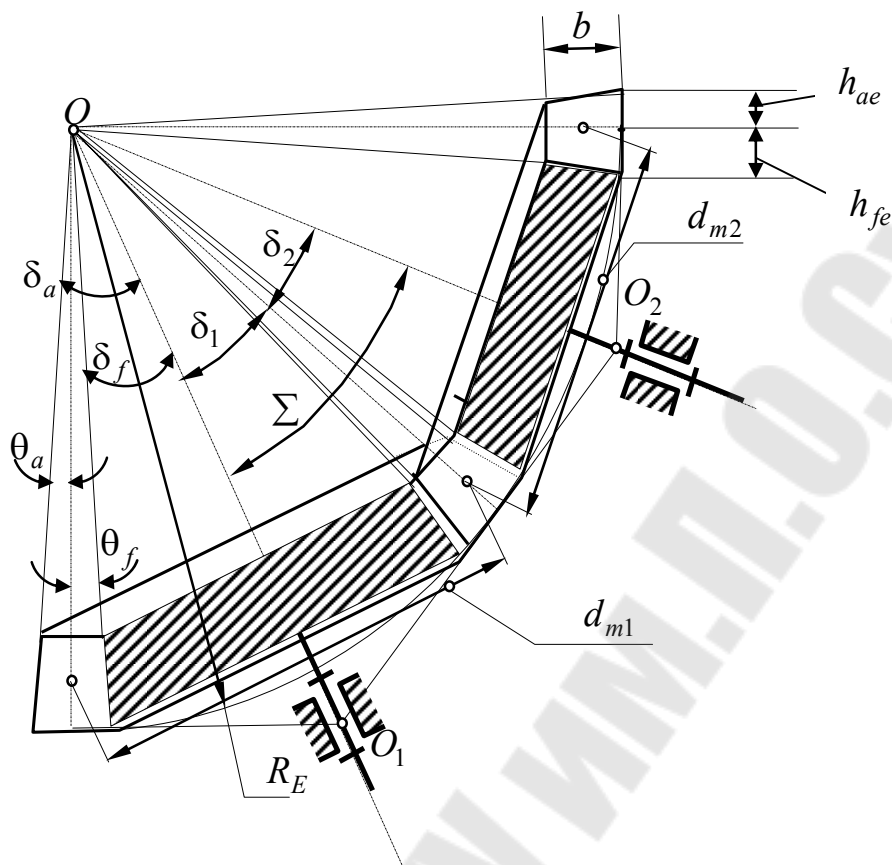


Рис. 8.2

Среднее конусное расстояние R_m и средний окружной модуль m_m определяются по зависимостям:

$$R_m = R_e - 0,5b; \quad m_m = \frac{R_m}{R_e} m_e.$$

Угол ножки зуба θ_f и угол головки зуба θ_a находят:

$$\operatorname{tg}\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}; \quad \operatorname{tg}\theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}.$$

Угол конуса вершин δ_a и угол конуса впадин δ_f равны:

$$\delta_a = \delta + \theta_a; \quad \delta_f = \delta - \theta_f.$$

Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} и внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} рассчитывают по формулам:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta.$$

Передаточное отношение ортогональной конической передачи определяют:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Расчет конических передач по контактным напряжениям
В качестве исходной формулы принимается формула Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

Коническая передача заменяется эквивалентной прямозубой цилиндрической передачей, у которой делительные диаметры и числа зубьев равны:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}; \quad z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Поэтому приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пр}}$ для эквивалентной прямозубой цилиндрической передачи будет определяться из выражения:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_w} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right).$$

Учитывая, что

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}},$$

получаем

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha_w}.$$

Тогда требуемый средний диаметр конической шестерни из условия прочности по контактным напряжениям будет определяться по зависимости:

$$d_{m1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}}.$$

При расчете по изгибным напряжениям средний модуль m_m рассчитывается по формуле

$$m_m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 \sigma_{FP}}},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который выбирается в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}.$$

Силы, действующие в коническом зацеплении

Нормальная сила F_n в зацеплении раскладывается на три составляющие: окружную силу F_t осевую силу F_a и радиальную силу F_r . Из условия равновесия следует (рис. 8.3), что $F_{r1} = F_{a2}$ и $F_{r2} = F_{a1}$. Составляющие силы определяют по зависимостям:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

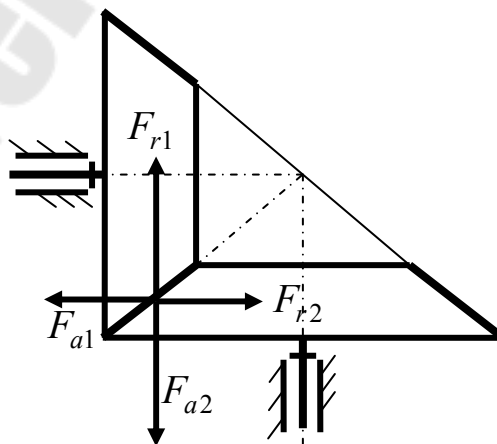


Рис. 8.3

Тема 9. Червячные передачи

Общие сведения

Червячной называется передача, состоящая из двух подвижных звеньев – червяка и зубчатого колеса (рис. 9.1) и предназначенная для передачи и преобразования вращательного движения между перекрещивающимися осями обычно под углом 90° . Червяком называют звено, наружная поверхность которого имеет форму винта. Червячным колесом называется зубчатое колесо с косыми зубьями, которое зацепляется с червяком.

Червячные передачи подразделяются:

- 1) по форме поверхности вершин витков червяка – цилиндрические червячные передачи (рис. 9.1, а) и глобоидные червячные передачи (рис. 9.1, б);
- 2) по направлению линии витков – с правым и левым направлением;
- 3) по числу витков – одно- и многозаходные;
- 4) по расположению червяка относительно колеса – с нижним, верхним и боковым;
- 5) по виду применяемого червяка – с архимедовым, конволютным, эвольвентным и нелинейчатым червяком.

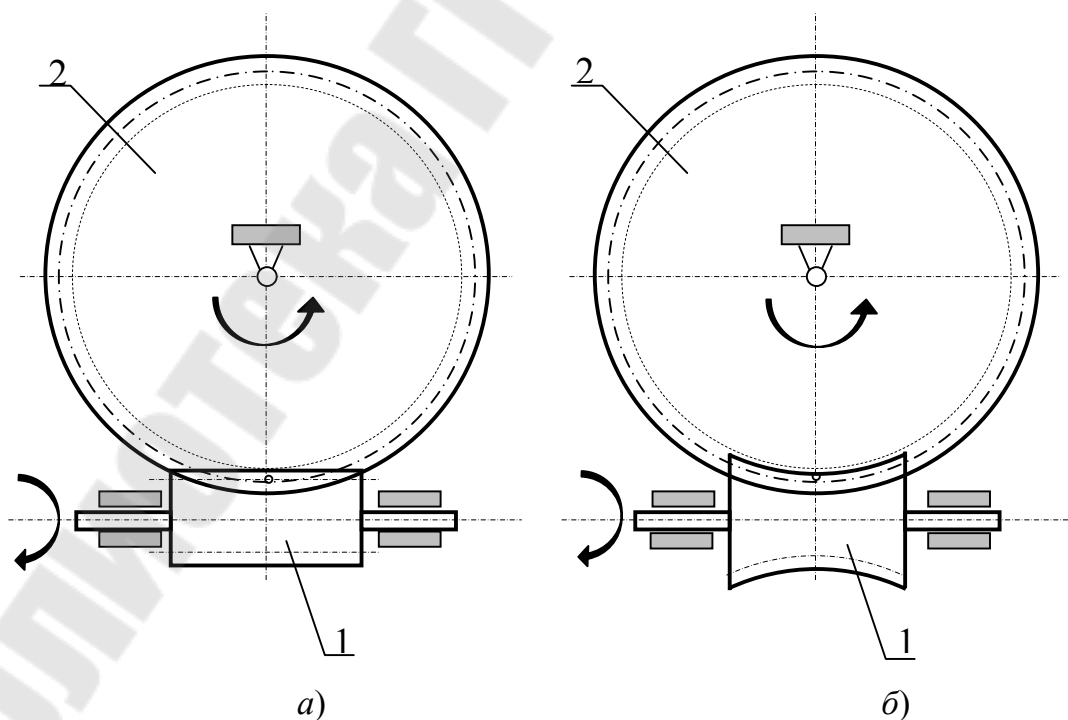


Рис. 9.1

Архимедов червяк в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль витка и представляет собой обычный винт. В торцовом сечении его витки очерчены по спирали Архимеда.

Конволютный червяк имеет трапецеидальный профиль в нормальном к витку сечению, а в торцовом сечении очерчен удлиненной эвольвентой.

Эвольвентный червяк представляет собой косозубое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона.

Нелинейчатый червяк получают из конволютного червяка путем шлифования конусными кругами с прямолинейными образующими.

Достоинство червячных передач состоит в возможности получения передаточных чисел до 60 в одной ступени, плавности и бесшумности работы, возможности самоторможения.

К недостаткам червячных передач относятся низкий КПД, большое тепловыделение и необходимость применения цветных металлов.

Геометрия червячной передачи

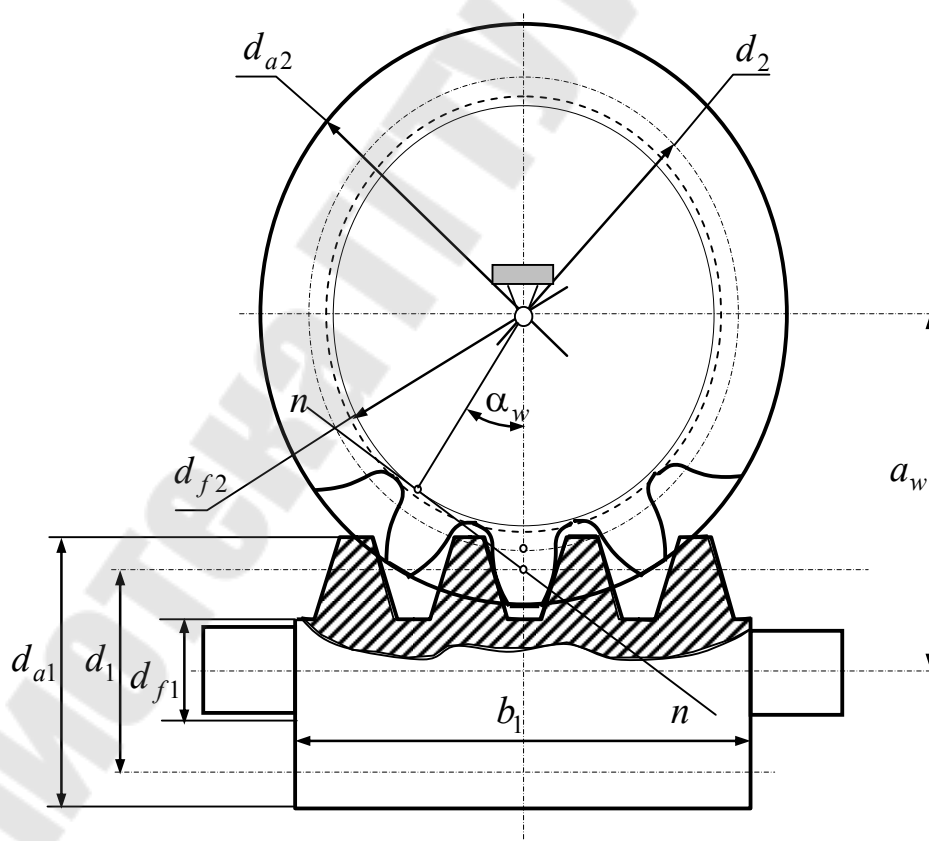


Рис. 9.2

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называется шагом червяка и обозначается p . Отношение шага p к числу π называется модулем m . Для червяка он является осевым, а для червячного колеса – торцовым.

Делительный диаметр червяка, нарезанного без смещения, определяется по зависимости

$$d_1 = mq,$$

где q – коэффициент диаметра червяка.

Угол подъема γ витков червяка на делительном диаметре равен

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q},$$

где z_1 – число заходов червяка.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витка определяется по формуле:

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где $h_{a1}^* = 1$ – коэффициент высоты головки;

h_{f1}^* – коэффициент высоты ножки.

Для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков коэффициент высоты ножки $h_{f1}^* = 1,2$. Для эвольвентных червяков он рассчитывается по зависимости

$$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma.$$

Диаметр вершин d_{a1} и диаметр впадин d_{f1} червяка соответственно равны:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длина b_1 нарезаемой части червяка определяется по эмпирической зависимости

$$b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m,$$

где c_1, c_2 – коэффициенты, зависящие от числа заходов червяка.

Делительный диаметр d_2 , а также диаметры окружности вершин d_{a2} и окружности впадин d_{f2} зубьев червячного колеса в среднем сечении определяются по формулам:

$$d_2 = mz_2; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Минимальное число зубьев червячного колеса в силовых передачах с одним витком принимают $z_{2\min} = 26 \dots 28$. Оптимальное число зубьев для силовых передач $z_2 = 32 \dots 63$.

Ширина зубчатого колеса принимается равной $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при одно- и двухзаходном червяке и $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ – при четырехзаходном червяке.

Условный угол обхвата 2δ для расчета на прочность определяется из формулы

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Межосевое расстояние червячной передачи

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

Скольжение в червячной передаче, КПД и силы в зацеплении

Работа червячной передачи сопровождается большими скоростями скольжения. Скорость скольжения $V_{ск}$ направлена по касательной к линии витка червяка и равна:

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma}.$$

КПД в червячном зацеплении η_3 определяется также как и для винта:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')},$$

где φ' – приведенный угол трения.

Общий коэффициент полезного действия червячного редуктора определяется через коэффициенты потерь:

$$\eta = 1 - (\varphi_3 + \varphi_{\text{п}} + \varphi_{\text{у}} + \varphi_{\text{м}} + \varphi_{\text{в}}),$$

где $\varphi_3, \varphi_{\text{п}}, \varphi_{\text{у}}, \varphi_{\text{м}}, \varphi_{\text{в}}$ – относительные потери соответственно в зацеплении, подшипниках, уплотнениях, на перемешивание и разбрызгивание масла, на привод вентилятора.

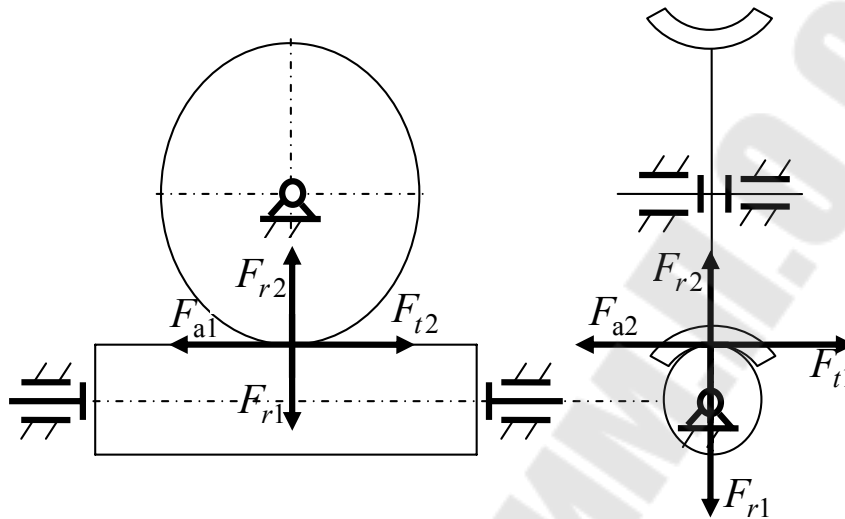


Рис. 9.3

Силы зацепления в червячной передаче (рис. 9.3) считают приложенными в полюсе зацепления и определяют по зависимостям:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Тема 10. Червячные передачи (продолжение)

Расчетная нагрузка

По аналогии с косозубой передачей удельная нагрузка $q_{\text{ч}}$ для червячных передач

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_n K_{H\beta} K_{Hv}}{l_{\Sigma}} = \frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{Hv}}{l_{\Sigma} \cos \alpha_w \cos \gamma},$$

где l_{Σ} – суммарная длина контактной линии.

$$l_{\Sigma} = \frac{0,75b\varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma} = \frac{0,75\pi d_1 2\delta\varepsilon_{\alpha}}{\cos \gamma 360^{\circ}},$$

где 0,75 – коэффициент, учитывающий уменьшение поля зацепления.

Расчетная нагрузка в этом случае будет

$$q_{\text{ч}} = \frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{Hv} 360^\circ}{0,75\pi d_1 2\delta \varepsilon_\alpha \cos \alpha} = \frac{2T_2 K_{H\beta} K_{Hv} 360^\circ}{0,75\pi d_1 d_2 2\delta \varepsilon_\alpha \cos \alpha}.$$

Расчет на прочность по контактным напряжениям

В качестве исходной формулы используем формулу Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_{\text{ч}} E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq \sigma_{HP}.$$

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}}$ равен:

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

Учитывая, что радиус кривизны профиля червяка в нормальном сечении $\rho_1 = \infty$, получим следующее соотношение для приведенного радиуса кривизны:

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} \approx \frac{1}{\rho_2} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha_w}.$$

Подставляя в формулу Герца $q_{\text{ч}}$, $E_{\text{пр}}$ и $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}}$, принимая, что

$\alpha_w = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $2\delta = 100^\circ$; $\mu = 0,3$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа (для стали); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (для бронзы), и выполняя преобразования с учетом равенств: $d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$; $m = 2a_w / (z_2 + q)$, получаем

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}} \leq \sigma_{HP}.$$

Для проектного расчета решим данное уравнение относительно межосевого расстояния a_w :

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{\sigma_{HP} z_2 / q}\right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}.$$

Расчет на прочность по напряжениям изгиба

Так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса, то расчет ведется только для зубьев колеса. Расчет выполняют в форме проверочного аналогично расчету косозубого цилиндрического колеса.

Учитывая особенности червячной передачи, формула для определения напряжений изгиба принимает вид:

$$\sigma_F = 1,72 \frac{T_2 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma}{d_1 d_2 m} \leq \sigma_{FP}.$$

Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по эквивалентному числу зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$.

В предварительных расчетах можно принимать произведения $K_{H\beta} K_{Hv} = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,1 \dots 1,4$.

Расчет тела червяка

Червяк проверяют на прочность по напряжениям изгиба и жесткость. Максимальный изгибающий момент от силы F_{t1} :

$$M_1 = \frac{F_{t1} l}{4},$$

где l – расстояние между опорами червяка.

Максимальный изгибающий момент от сил F_{r1} и F_{a1} :

$$M_2 = \frac{F_{r1} l}{4} + \frac{F_{a1} d_1}{4}.$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

На основе энергетической теории прочности эквивалентный момент равен:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}.$$

Условие прочности будет выполнено, если

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления изгибу;

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение на изгиб.

Повышенные прогибы червяка приводят к высокой концентрации нагрузки в зацеплении, поэтому максимальный прогиб червяка не должен превышать $f \leq 0,008 m$.

Материалы. Допускаемые напряжения

Червяки изготавливаются из углеродистых и легированных сталей. Для повышения нагрузочной способности витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости с последующим шлифованием.

Червячные колеса преимущественно изготавливаются из бронзы, реже из чугуна или латуни.

Допускаемые контактные напряжения зубьев колес из оловянных бронз определяют по зависимости:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{B2} K_{H\sigma} K_{HL},$$

где σ_B – предел прочности материала;

$K_{H\sigma}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Для колес из чугуна и безоловянной бронзы допускаемое контактное напряжение назначается в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба зависят от режима работы. При нереверсивной передаче они определяются по эмпирической формуле

$$\sigma_{FP} = (0,25\sigma_{T2} + 0,08\sigma_{B2}) K_{FL},$$

а при реверсивной передаче по зависимости

$$\sigma_{FP} = 0,16\sigma_{B2} K_{FL},$$

где σ_T – предел текучести материала;

K_{FL} – коэффициент долговечности.

Тепловой расчет червячной передачи

Червячные передачи работают с большим выделением теплоты. Уравнение теплового баланса для червячного редуктора имеет вид:

$$(1 - \eta)P_1 = K_T (t_M - t_B) A (1 + \psi),$$

откуда температура смазочного материала

$$t_M = \frac{(1 - \eta)P_1}{A(1 + \psi)K_T} + t_B \leq [t_M],$$

где η – коэффициент полезного действия червячной передачи;

P_1 – передаваемая мощность;

A – площадь свободной поверхности охлаждения корпуса;
 t_g – температура окружающей среды;
 ψ – коэффициент, учитывающий отвод в раму или плиту;
 $[t_M]$ – допустимая температура смазочного материала.

Тема 11. Ременные передачи

Общие сведения

Ременная передача – это передача гибкой связью (рис. 11.1), состоящая из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

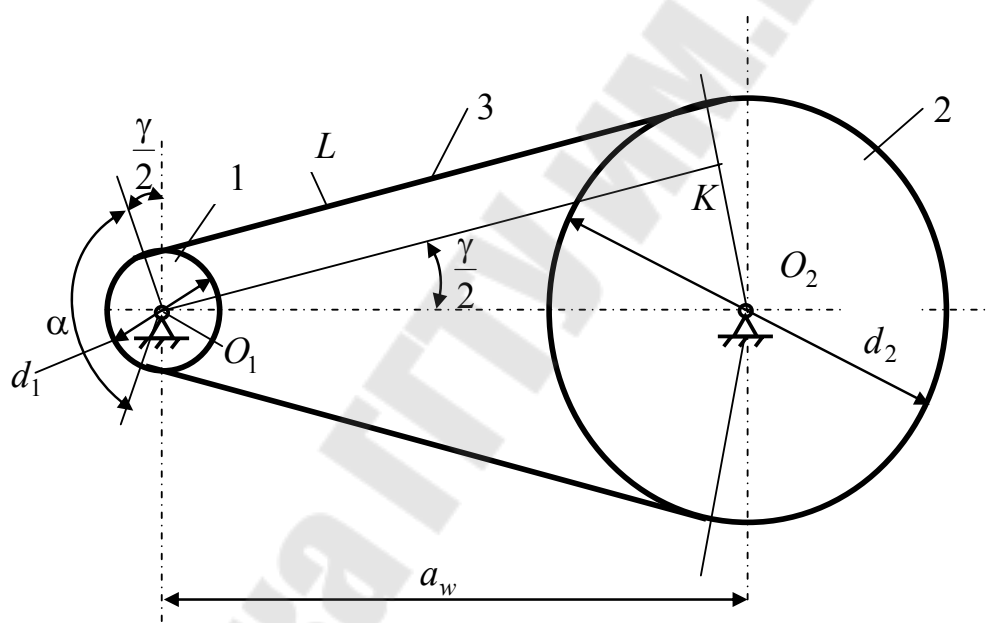


Рис. 11.1

По принципу работы различаются передачи трением и зацеплением (зубчато-ременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением и не рассматриваются в данном курсе. Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на плоские (рис. 11.2, а), клиновые (рис. 11.2, б), поликлиновые (рис. 11.2, в) и круглые (рис. 11.2, г).

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: предварительным упругим растяжением ремня; перемещением одного из шкивов относительно другого; натяжным роликом; автома-

тическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

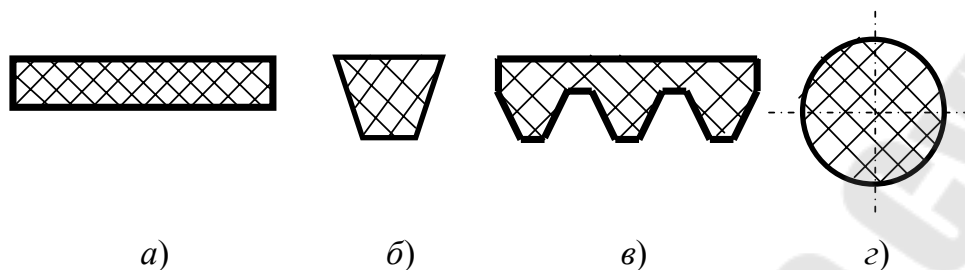


Рис. 11.2

Клиновые, поликлиновые, зубчатые ремни изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Плоские ремни (рис. 11.2, а) отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

Клиновые ремни (рис. 11.2, б) имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня. Клиновые ремни выпускаются семи марок в зависимости от площади сечения (О, А, Б, В, Г, Д и Е). Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (рис. 11.2, в) – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Круглые ремни (рис. 11.2, з) выполняются резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

К достоинствам ременных передач трением можно отнести: возможность передачи движения на значительные расстояния; возможность работы с высокими скоростями; плавность и малошумность работы; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов; защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву; простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы; малая стоимость.

Основными недостатками ременных передач являются: значительные габариты; значительные силы, действующие на валы и опоры; непостоянство передаточного отношения; малая долговечность ремней в быстроходных передачах; необходимость защиты ремня от попадания масла.

Основные геометрические соотношения

К геометрическим параметрам ременной передачи относятся диаметры шкивов d_1, d_2 , межосевое расстояние a_w , угол обхвата α и длина ремня L .

Из рис. 11.1 следует, что угол обхвата α равен:

$$\alpha = 180 - 2 \frac{\gamma}{2}.$$

Проведем из центра O_1 прямую, параллельную ветви ремня (рис. 11.1). Из треугольника O_1O_2K следует:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{O_2K}{a_w} = \frac{d_2 - d_1}{2a_w}.$$

Учитывая, что $\sin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}$, получаем выражения для определения угла обхвата:

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_w}.$$

Минимальный угол охвата α_{\min} должен быть для плоскоремной передачи – 150° , для клиноремной – 120° .

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов:

$$L = 2a_w \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}.$$

Используя разложение в ряд Маклорена с точностью до первых двух членов $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$, получаем зависимость для определения длины ремня:

$$L \approx 2a_w + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_w}.$$

Кинематика ременных передач

Окружные скорости на шкивах определяются по зависимостям:

$$V_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 1000},$$

где d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

n_1 и n_2 – частоты вращения шкивов, об/мин.

Окружная скорость на ведомом шкиве V_2 меньше скорости на ведущем V_1 вследствие упругого скольжения:

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

где ε – коэффициент упругого скольжения.

Передаточное число:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

Обычно коэффициент упругого скольжения находится в пределах 0,01... 0,02 и растет с увеличением нагрузки.

Силы и силовые зависимости

Окружная сила на ведущем шкиве определяется по зависимости:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{P_1}{V_1},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве;

P_1 – мощность на ведущем шкиве.

С другой стороны,

$$F_t = S_1 - S_2,$$

где S_1 и S_2 – силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой.

Сумма натяжений ветвей при передаче полезной нагрузки не меняется по сравнению с начальной:

$$S_1 + S_2 = 2S_0,$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня.

Сила предварительного натяжения ремня S_0 должна обеспечивать передачу полезной нагрузки за счет сил трения между ремнем и шкивом. При этом натяжение должно сохраняться долгое время при удовлетворительной долговечности ремня. С ростом силы несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы уменьшается.

Решая совместно два последних уравнения, получим систему из двух уравнений:

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \end{cases}$$

В данной системе имеем три неизвестные S_1, S_2 и S_0 величины. Для определения этих неизвестных Эйлер установил зависимость между S_1 и S_2 , рассматривая элементарный элемент на границе буксования (рис. 11.3).

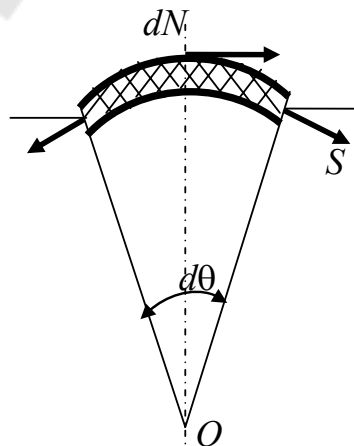


Рис. 11.3

Рассмотрим условие равновесия:

$$\begin{aligned}\Sigma M_O = 0; & (S + dS) \frac{d_1}{2} - S \frac{d_1}{2} - dF_{\text{тр}} \frac{d_1}{2} = 0; \\ \Sigma Y = 0; & -(S + dS) \sin \frac{d\theta}{2} - S \sin \frac{d\theta}{2} + dN = 0.\end{aligned}$$

Учитывая, что $dF_{\text{тр}} = dNf$, $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$, пренебрегая величинами второго порядка малости и решая совместно уравнения равновесия, получим

$$\frac{dS}{S} = fd\theta.$$

Интегрируя данное дифференциальное уравнение

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha} fd\theta,$$

получаем

$$S_1 = S_2 e^{\alpha f}.$$

Таким образом, получаем систему из трех уравнений

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \\ S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}; \\ S_1 = S_2 e^{\alpha f}. \end{cases}$$

Решая данную систему уравнений, получаем зависимости для определения S_1 , S_2 и S_0 через окружную силу F_t .

$$S_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad S_0 = \frac{F_t}{2} \frac{(e^{f\alpha} + 1)}{(e^{f\alpha} - 1)}.$$

При круговом движении ремня на каждый его элемент массой dm в пределах угла обхвата действуют элементарные центробежные силы $dF_{\text{ин}}$, которые вызывают дополнительное натяжение S_v ремня во всех его сечениях.

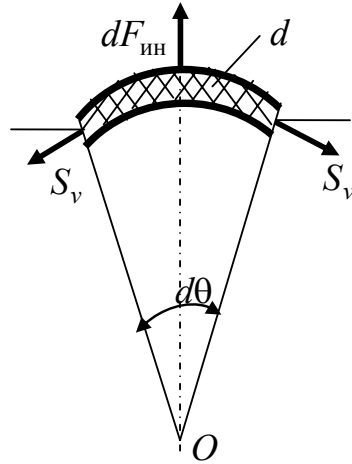


Рис. 11.4

Элементарная центробежная сила (рис. 11.4) равна:

$$dF_{\text{ин}} = dm \frac{V^2}{d/2} = \frac{\gamma}{g} \left(d\theta \frac{d}{2} b\delta \right) \frac{V^2}{d/2} = \rho b\delta V^2 d\theta,$$

где γ – удельный вес материала ремня;

ρ – плотность материала ремня;

b – ширина ремня;

δ – толщина ремня.

Условие равновесия элемента ремня на ось Y :

$$dF_{\text{ин}} = -2S_v \sin \frac{d\theta}{2} \approx S_v d\theta.$$

Подставляя значение $dF_{\text{ин}}$, имеем

$$S_v = \rho b\delta V^2.$$

Напряжения в ремне

Так как $S_1 > S_2$, то наибольшие напряжения будут действовать в ведущей ветви ремня.

Напряжение от усилия S_1 :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_o + F_t / 2}{A}.$$

Напряжение от действия центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{S_v}{A} = \frac{\rho b\delta V^2}{b\delta} = \rho V^2.$$

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{и1}$, которые определяются по закону Гука:

$$\sigma_{и1} = \varepsilon E = \frac{y}{\rho} E = \frac{\delta}{d_1} E.$$

Максимальное напряжение, которое возникает в ведущей ветви ремня, будет равно:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{и1}.$$

Критерии работоспособности и расчет ременных передач

Основными критериями ременных передач является тяговая способность и долговечность ремня. При расчете на тяговую способность плоскоременной передачи определяется требуемая ширина ремня, а при расчете клиноременной передачи – потребное количество ремней:

$$b \geq \frac{F_t}{p_0 z C_\alpha C_v C_p C_\theta}; \quad z \geq \frac{PC_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

где p_0 – допускаемая нагрузка на 1 мм ширины прокладки;

z – число прокладок;

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

C_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

C_p – коэффициент, учитывающий влияние режима работы;

C_θ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона межосевой линии передачи;

P – передаваемая мощность;

P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

C_z – коэффициент, учитывающий влияние числа ремней в передаче.

Расчет ремня на долговечность заключается в определении числа часов работы ремня:

– для плоскоременной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^6 10^7 C_i C_H}{\sigma_{\max}^6 2 \cdot 3600 \lambda};$$

– для клиноременной передачи

$$H = \frac{\sigma_{-1}^8 N_{0ц} L C_i C_H}{\sigma_{max}^8 60 \pi n_1 d_1},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала ремня;

10^7 – базовое число циклов перемены напряжений для плоскоременной передачи;

$C_i = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа;

C_H – коэффициент, учитывающий влияние вида нагрузки;

$\lambda = \frac{V}{L}$ – число пробегов ремня;

$N_{0ц}$ – базовое число циклов перемены напряжений для клиноременной передачи.

Тема 12. Цепные передачи

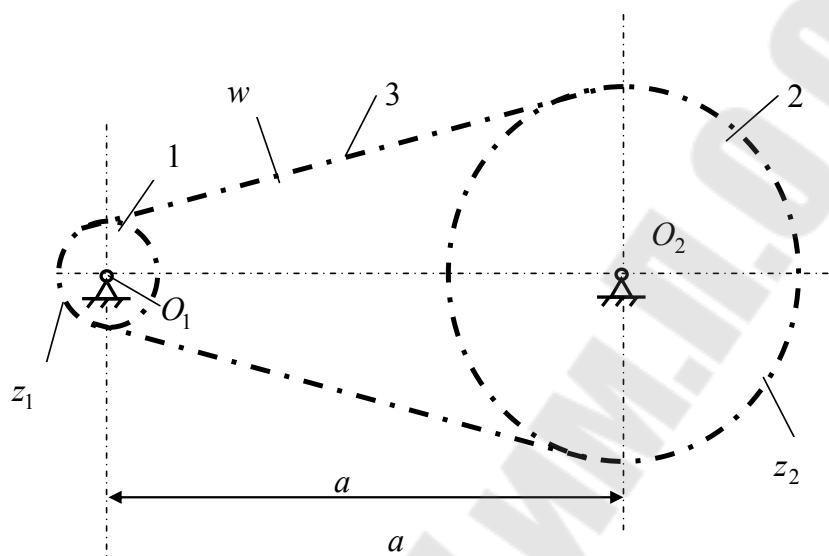
Общие сведения

Цепная передача (рис. 12.1, а) относится к механическим передачам с гибкой связью. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки, которые входят в зацепление с охватывающей цепью. Цепь в отличие от ремней изгибается только в одной плоскости, поэтому звездочки устанавливаются на строго параллельных валах. Принцип зацепления, а не трение, устраняет проскальзывание и буксование при работе передачи.

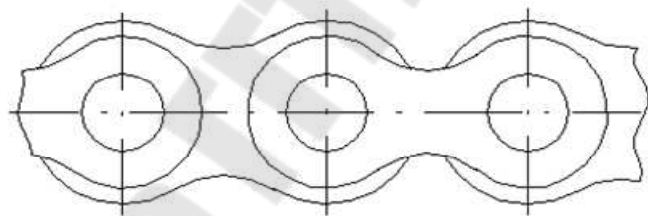
Достоинства: возможность передачи мощности на большие расстояния (до 8 м); по сравнению с ременными передачами: могут передавать большие мощности; меньшая нагрузка на валы, так как напряженной под действием окружного усилия является только ведущая ветвь; позволяют реализовывать большее передаточное отношение при малом расстоянии между валами; более высокий КПД; более компактны, возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам с разным направлением их вращения.

Недостатки: сравнительно высокая стоимость цепей; вытягивание цепей вследствие износа в шарнирах; необходимость тщательного монтажа передачи и тщательного ухода за ней; неравномерность хода; повышенный шум вследствие удара звена цепи при вхо-

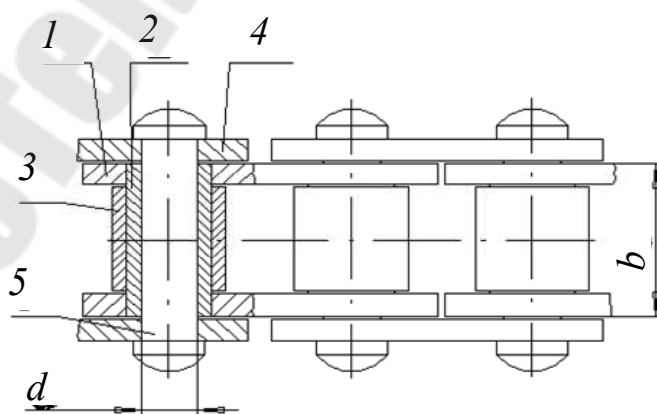
де в зацепление и дополнительные динамические нагрузки; непригодность передачи при периодическом реверсировании без пауз; чувствительность к ударам и резким изменениям нагрузки; сложность подвода смазки к шарнирам цепи; сравнительно небольшой срок службы цепей.



a)



б)



в)

Рис. 12.1

Конструкция цепи. Наиболее широко применяют роликовые цепи (рис. 12.1, в), которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев, имеющих форму, изображенную на рис. 12.1, б). Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и запрессованных в их отверстия валиков 5. Концы валиков после сборки расклепывают. Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин с втулками и зазору между валиком и втулкой образуется шарнирное соединение.

Основные параметры цепной передачи. Мощность, которую можно передать с помощью цепной передачи, обычно не превышает 100 кВт. Межосевое расстояние может достигать 8 м. Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно не должна превышать 15 м/с. Средняя скорость цепи рассчитывается по зависимости:

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000},$$

где z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин;

t – шаг цепи, мм.

Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки и не превышает обычно 7.

Минимальные числа зубьев-звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ. Минимальное число зубьев ведущей звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости:

$$z_{1\min} = 29 - 2u.$$

Максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничивается предельно допустимым увеличением шага цепи и обычно не превышает

$z_{2\max} \leq 120$. Число зубьев ведущей звездочки предпочтительно принимать нечетное, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек.

Делительные диаметры звездочек определяют по зависимости:

$$d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}.$$

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий размещения звездочек и минимального угла охвата цепью ведущей звездочки. Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 \dots 50)t$. При $a < 30t$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a > 50t$ даже небольшой износ каждого шарнира цепи вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению зацепления цепи с зубьями звездочек.

Число звеньев цепи w зависит от межосевого расстояния a , шага t и чисел зубьев звездочек z_1 и z_2 и определяется по формуле:

$$w = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Полученное значение w округляют до большего ближайшего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи. Затем уточняют значение межосевого расстояния.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Окружная сила на звездочках

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Расчет цепных передач

Цепные передачи рассчитывают по тяговой способности и на износостойкость шарнира.

Расчет по тяговой способности заключается в сравнении максимальной окружной силы $F_{t\max}$, которая возникает в момент пуска передачи с силой $F_{\text{раз}}$, разрывающей цепь

$$F_{\text{max}} \leq \frac{F_{\text{раз}}}{S},$$

где S – коэффициент безопасности.

Расчет передачи по условию износостойкости шарниров цепи заключается в сравнении давления в шарнирах, которое не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

$$p = \frac{F_t K_{\text{э}}}{A} \leq [p],$$

где A – площадь проекции шарнира на диаметральное сечение;

$K_{\text{э}}$ – коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации $K_{\text{э}}$ представляют в виде частных коэффициентов

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_{\text{т}},$$

где $K_{\text{д}}$ – динамический коэффициент;

$K_{\text{а}}$ – коэффициент, учитывающий влияние длины цепи;

$K_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии межосевого расстояния к горизонту;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа регулирования натяжения цепи;

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий влияние способа смазки;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий влияния режима работы передачи;

$K_{\text{т}}$ – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающей среды.

Тема 13. Валы и оси

Общие сведения

Для поддержания вращающихся деталей в конструкциях используют валы и оси. Отличие вала от оси заключается в том, что вал всегда вращается и кроме изгибающей нагрузки передает вращающий момент, а также может воспринимать осевую нагрузку.

Валы по форме оси подразделяются на прямые, коленчатые и гибкие валы. Прямые валы бывают гладкими (рис. 13.1, а) и ступенчатыми (рис. 13.1, б).

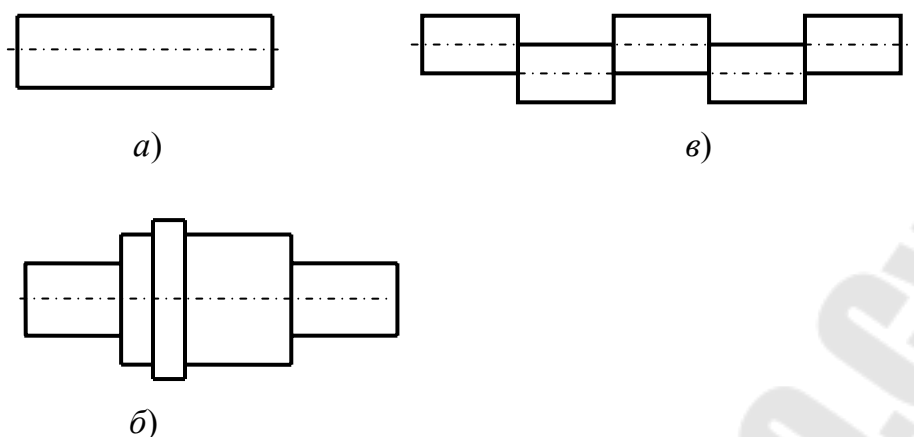


Рис. 13.1

Коленчатые валы (рис. 13.1, в) имеют ломаную линию.

Гибкие валы имеют криволинейную геометрическую ось при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

Участки валов и осей, которыми они опираются на подшипники, называют цапфами, если они воспринимают радиальную нагрузку, и пятами – если осевую. Если цапфа расположена на конце вала, то ее называют шипом, а если на удалении – то шейкой.

Поверхность плавного перехода от одного диаметра вала к другому называется галтелью. При шлифовании поверхности вала с меньшим диаметром галтель выполняется в виде скругленной канавки для обеспечения выхода шлифовального круга.

Оси и валы в основном изготавливаются из среднеуглеродистых и легированных сталей. Для изготовления тяжелонагруженных коленчатых валов применяют модифицированный или высокопрочный чугун.

В зависимости от расположения вала в приводе различают быстроходные, промежуточные и тихоходные валы.

Расчетные схемы валов и осей

При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Валы и вращающиеся оси рассматривают как балку на шарнирных опорах. Подшипники, одновременно воспринимающие радиальную и осевую нагрузку, заменяют шарнирно-неподвижной опорой, а подшипники, которые воспринимают только радиальную нагрузку, – шарнирно-подвижной опорой.

Нагрузки, которые действуют на вал со стороны установленных на них деталей, в действительности не являются сосредоточенными. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные

и приложенные по середине ступицы. Большинство муфт, вследствие несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительной силой F_M . Направление силы F_M по отношению к силе F_t может быть любым, которое зависит от случайных неточностей монтажа. В расчетной схеме силу F_M направляют таким образом, чтобы деформация вала была максимальной.

На рис. 13.2 вал нагружен силами: окружной силой F_t , радиальной силой F_r , осевой силой F_a , силой от муфты F_M .

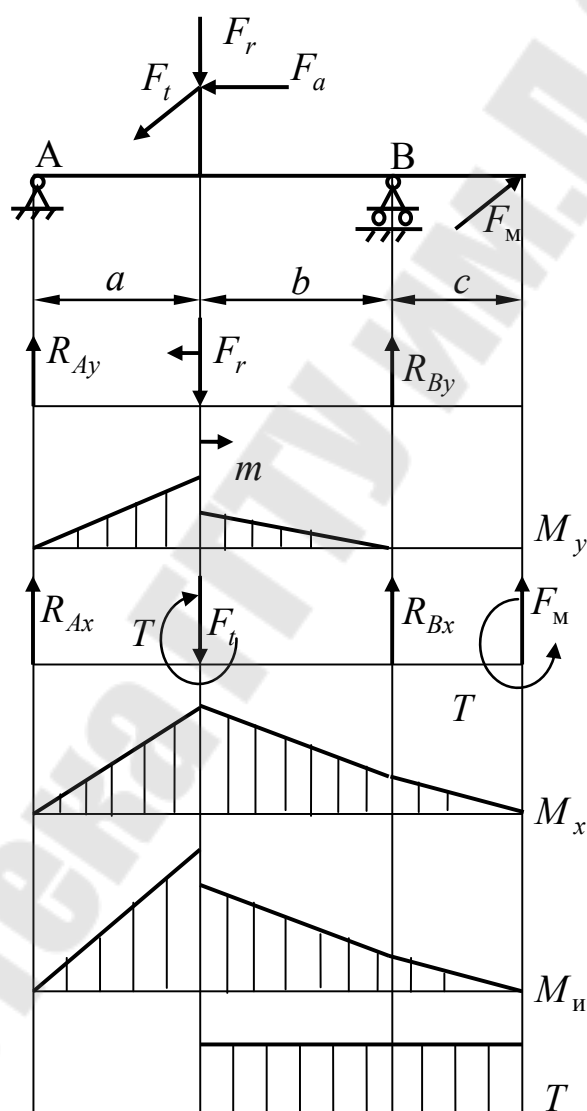


Рис. 13.2

Эти силы действуют в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Изобразим их в вертикальной и горизонтальной плоскостях и приведем к оси вала.

После приведения сил к оси вала возникают изгибающий момент $m = F_a \frac{d}{2}$ и крутящий момент $T = F_t \frac{d}{2}$. Здесь d – делительный диаметр колеса.

Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной M_y и горизонтальной плоскости M_x , эпюру суммарных изгибающих моментов M и эпюру крутящих моментов T .

Суммарный изгибающий момент определяется по зависимости

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Этапы проектирования вала

При проектировании вала различают три этапа: предварительный, конструкторский и проверочный.

На первом этапе (предварительный) при отсутствии данных об изгибающих моментах определяют диаметр вала по известному крутящему моменту из условия прочности по заниженным касательным напряжениям

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

где $[\tau] = 12 \dots 20$ МПа – допускаемое напряжение на кручение.

На втором этапе (конструкторский) разрабатывается конструкция вала, обеспечивающая условия изготовления и сборки. Определяются длины участков валов и назначаются диаметры валов на различных участках.

На третьем этапе (проверочный) производят оценку статической прочности и сопротивления усталости.

Расчет на статическую прочность

Так как валы работают в основном в условиях кручения и изгиба, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение можно рассчитать, используя энергетическую теорию прочности:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2},$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба в сечении вала;

τ – касательное напряжение в сечении вала.

Напряжения от действия изгибающего и крутящего моментов в рассматриваемом сечении вала определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}; \quad \tau = \frac{T}{W_{\rho}},$$

где $W_{\text{и}}, W_{\rho}$ – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.

Моменты сопротивления для круглого сечения равны:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}.$$

Для круглого сечения со шпоночной канавкой моменты сопротивления рассчитывают по зависимостям:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d}; \quad W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(2d - t_1)^2}{2d},$$

где b – ширина шпоночной канавки;
 t_1 – глубина шпоночной канавки.

Запас прочности по пределу текучести

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \geq [n_{\text{T}}],$$

где $[n_{\text{T}}] = 1,2 \dots 1,8$ – допустимый коэффициент запаса прочности.

Расчет на сопротивление усталости

Постоянные по направлению и величине силы вызывают во вращающемся валу переменные напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу, с амплитудой и средним напряжением:

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}; \quad \sigma_{\text{м}} = 0.$$

При расчете валов условно принимают, что напряжения кручения изменяются по отнулевому циклу, в котором амплитуда и среднее напряжение определяются по зависимости:

$$\tau_a = \tau_{\text{м}} = \frac{T}{2W_{\rho}}.$$

Коэффициент запаса прочности на сопротивление усталости определяют по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

где n_{σ}, n_{τ} – соответственно коэффициенты запаса прочности на сопротивление усталости по нормальным и касательным напряжениям.

Эти коэффициенты рассчитывают по формулам:

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

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении;

k_{σ}, k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияния размеров сечения соответственно при изгибе и кручении;

$\beta_{\sigma}, \beta_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние упрочнения и шероховатости соответственно при изгибе и кручении;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

Условие запаса прочности на сопротивление усталости выполняется, если $n \geq [n] = 1,5$.

Тема 14. Подшипники

Общие сведения

Подшипники служат опорами для валов и осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на раму машины.

По виду трения подшипники подразделяются на подшипники качения и скольжения. Подшипники скольжения применяют в тех случаях, когда невозможно применить подшипник качения или его применение неэкономично. К этим случаям можно отнести:

- 1) разъемные опоры, необходимые по условиям сборки;
- 2) опоры, работающие с окружными скоростями $V \geq 30$ м/с;

- 3) опоры прецизионных машин;
- 4) опоры, подверженные значительным толчкам и вибрации;
- 5) опоры близко расположенных валов;
- 6) опоры, работающие в агрессивных и загрязненных условиях;
- 7) опоры вспомогательных и тихоходных механизмов.

В подшипниках качения используются тела качения (шарики и ролики), которые работают на основе трения качения. К основным достоинствам подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения относятся: малые моменты сил трения; меньший расход смазочных материалов; незначительный расход цветных металлов; малые габариты в осевом направлении; значительно меньше теплообразование; более просты в эксплуатации.

К основным недостаткам подшипников качения можно отнести: повышенные диаметральные габариты; высокие контактные напряжения; меньшая способность демпфировать колебания; повышенный шум при высоких частотах вращения.

Подшипники качения (рис. 14.1) состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел вращения 3 и сепаратора, который служит для разделения друг от друга тела качения.

Подшипники качения стандартизованы и изготавливаются централизованно в массовом производстве. В настоящее время они являются основными опорами валов и осей в машиностроении.

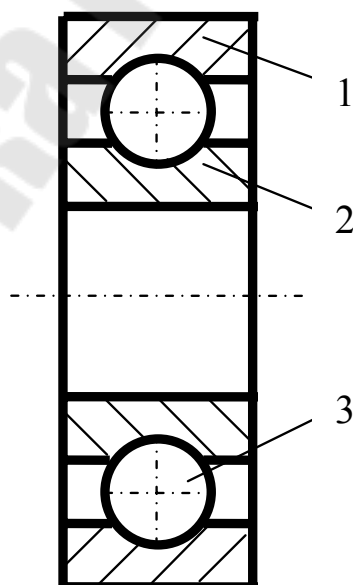


Рис. 14.1

Классификация подшипников качения

По форме тел качения подшипники подразделяются на шариковые (рис. 14.1) и роликовые подшипники (рис. 14.2). Роликовые подшипники бывают с короткими цилиндрическими (рис. 14.2, *а*), с цилиндрическими витыми (рис. 14.2, *б*), с игольчатыми (рис. 14.2, *в*), бочкообразными (рис. 14.2, *г*) и коническими (рис. 14.2, *д*) роликами.

По числу рядов подшипники бывают одно-, двух- и многорядные.

По признаку самоустанавливаемости подшипники делят на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающие (все, кроме сферических подшипников).

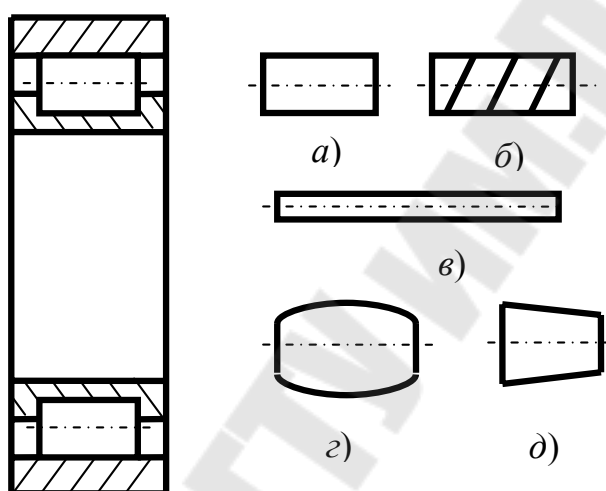


Рис. 14.2

По направлению воспринимаемых относительно вала сил, подшипники разделяются на типы:

- 1) радиальные, воспринимающие преимущественно радиальные нагрузки;
- 2) радиально-упорные, воспринимающие радиальные и незначительные осевые нагрузки;
- 3) упорно-радиальные, воспринимающие осевые и незначительные радиальные нагрузки;
- 4) упорные, воспринимающие только осевые нагрузки.

По габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии: по радиальным размерам и по ширине.

По радиальным размерам различают 7 серий: сверх легкая (2 серии), особо легкая (2 серии), легкая, средняя и тяжелая. По ширине имеется 4 серии: особо широкая, широкая, нормальная и узкая.

Работоспособность подшипника зависит от точности изготовления и качества сепаратора. Подшипники выпускают пяти классов точности: нормальный, повышенный, высокий, особо высокий и сверх высокий.

Условное обозначение подшипников качения

Условное обозначение предназначено для маркировки подшипников во время их изготовления. Оно состоит из семи цифр (рис. 14.3), которые изображают на торце кольца или сепараторе. Каждая цифра или их сочетание характеризует определенный параметр подшипника в зависимости от места, занимаемого в условном обозначении.

7	6	5	4	3	2	1
---	---	---	---	---	---	---

Рис. 14.3

Первые две цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника.

Третья цифра справа характеризует размерную серию по диаметру.

Четвертая цифра справа характеризует тип подшипника. Всего имеется 10 типов подшипника, которые обозначаются цифрами от 0 до 9.

Пятая и шестая цифра справа характеризуют конструкторские особенности подшипника и обозначаются цифрами от 00 до 99.

Седьмая цифра справа обозначает размерную серию по ширине.

Все нули слева до первой значащей цифры не указываются. При расшифровке подшипника слева добавляют нули до семизначного числа.

Кроме основных знаков условного обозначения (семизначное число) могут быть и дополнительные знаки, которые указывают на температуру отпуска колец (буква *T* с цифрой), рекомендуемый смазочный материал (буква *C* с цифрой), материал сепаратора (буква), класс точности подшипника (цифра с чертой) и ряд радиального зазора (цифра с точкой). Они располагаются слева или справа от основных знаков условного обозначения. Пример условного обозначения подшипника с дополнительными знаками приведен на рис. 14.4.

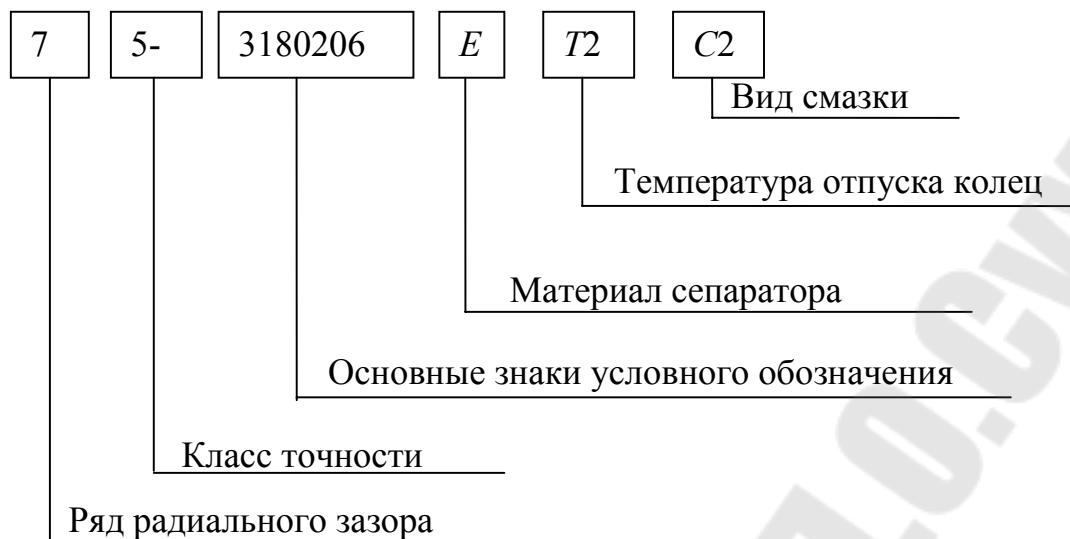


Рис. 14.4

Кинематика подшипников качения

Подшипник (рис. 14.5) представляет собой по существу планетарный механизм, в котором водилом является сепаратор, тела качения заменяют сателлиты, а функцию центральных колес выполняют кольца подшипника. Скорость точки контакта V_1 кольца 1 с шариком 2 равна

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}.$$

Скорость центра шарика или скорость сепаратора V_C :

$$V_C = \frac{V_1}{2} = \frac{\omega_1 d_1}{4}.$$

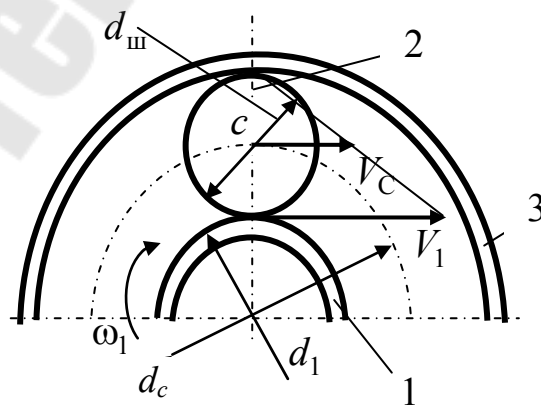


Рис. 14.5

Угловая скорость сепаратора:

$$\omega_C = \frac{V_C}{d_C / 2} = \frac{\omega_1 d_1}{2d_C} = \frac{\omega_1}{2} \frac{d_1}{d_1 + d_{ш}}$$

Из последней формулы видно, что угловая скорость сепаратора зависит от диаметра тела качения. В связи с этим разноразмерность тел качения в комплекте подшипника приводит к отставанию от сепаратора одной части тел качения и набеганию на него другой части, что вызывает его износ и, в конечном счете, приводит к разрушению.

Динамика подшипников качения. На каждое тело качения действует центробежная сила $F_{ин} = m\omega_C^2 d_C / 2$. На работоспособность радиальных и радиально-упорных подшипников (рис. 14.6, а) центробежная сила практически не влияет, так как она разгружает внутреннее кольцо и нагружает наружное менее нагруженное. Ее действие возрастает только для высокоскоростных подшипников.

Центробежные силы особенно оказывают неблагоприятное воздействие на опорные подшипники (рис. 14.6, б), так как они расклинивают кольца и давят на сепаратор, в результате чего увеличивается трение и износ.



Рис. 14.6

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Выбор подшипников качения производят по номинальной долговечности L и по эквивалентной динамической нагрузке P . Расчетная динамическая грузоподъемность $C_{расч}$ определяется по зависимости:

$$C_{расч} = P \sqrt[m']{L},$$

где $m' = 3$ для шарикоподшипников; $m' = \frac{10}{3}$ для роликоподшипников.

По полученному расчетному значению динамической грузоподъемности по каталогу выбирают требуемый подшипник. При этом должно выполняться условие

$$C_{\text{расч}} \leq C,$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу.

Под динамической грузоподъемностью радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную нагрузку (в ньютонах), которую может выдержать подшипник с неподвижным наружным кольцом в течение номинальной долговечности в 1 млн оборотов.

Под динамической грузоподъемностью упорных и упорно-радиальных подшипников понимают постоянную центральную осевую нагрузку (в ньютонах), которую может выдержать подшипник в течение номинальной долговечности в 1 млн оборотов одного из колец.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных и радиально-упорных подшипников – такая условная постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно будет: постоянная центральная осевая нагрузка при вращающемся кольце, закрепленном на валу, и неподвижном кольце в корпусе.

Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_m,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо вращается;

F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

K_σ – коэффициент безопасности;

K_m – температурный коэффициент.

Если подшипник принят по конструктивным соображениям, то расчетом определяют его номинальную долговечность L :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{m'}$$

где n – частота вращения вала.

Тема 15. Муфты для соединения валов

Общие сведения

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент. Потребность в соединении валов связано с тем, что большинство машин комплектуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами. Такими частями являются двигатель М, редуктор Р и рабочая машина РМ (рис. 15.1).

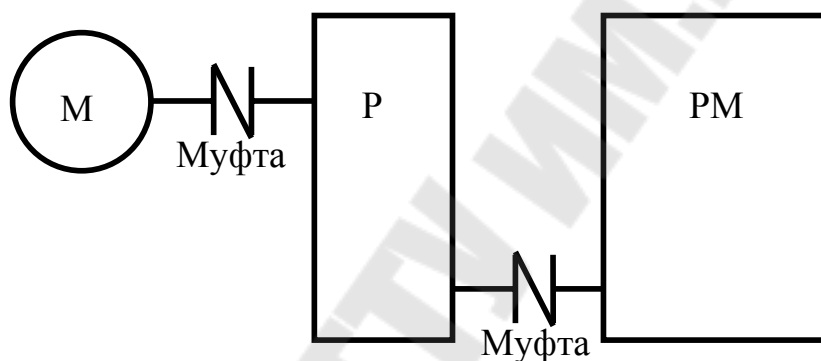


Рис. 15.1

Основное назначение муфт – соединение валов и передача вращающего момента. Муфты могут выполнять еще ряд важных дополнительных функций. По этому признаку и классифицируют муфты.

Существует класс **постоянных** (нерасцепляемых) муфт, обеспечивающих постоянное, в течение всего времени эксплуатации машины, соединение валов.

В некоторых машинах применяют муфты **сцепления**, обеспечивающие соединение агрегатов или их разъединение во время работы машины. В свою очередь муфты сцепления подразделяют на **управляемые** и **самоуправляемые**.

Управляемые муфты соединяют агрегаты машин по некоторой команде. Самоуправляемые муфты включаются автоматически, соединяя или разъединяя валы в зависимости от условий режима работы машины и принципа действия муфты.

Основной характеристикой нагрузки муфты является вращающий момент T .

Обычно расчетный вращающий момент T на муфте приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины, характеризующихся степенью неравномерности вращения и величиной разгоняемых масс, т. е. величиной динамической составляющей вращающего момента на муфте:

$$T = T_n + T_d = T_n (1 + T_d/T_n) = k T_n,$$

где T_n – номинальный момент обычно приближенно определяют по потребляемой мощности двигателя и по частоте вращения;

T_d – динамический момент;

k – коэффициент динамичности.

Глухие муфты

Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда делают составными. В этом случае отдельные части вала соединяют глухими муфтами. В некоторых случаях эти муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов. К глухим муфтам относятся втулочные муфты, представляющие собой втулку, надеваемую с зазором на концы валов, и фланцевые муфты (рис. 15.2), состоящие из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы между собой соединяют болтами.

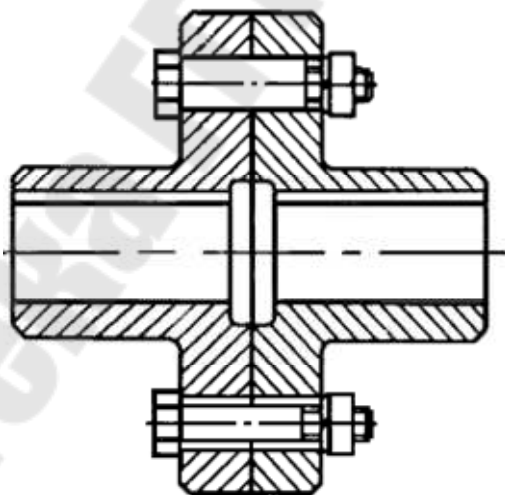


Рис. 15.2

Компенсирующие муфты

По экономическим и технологическим соображениям машины обычно выполняют из отдельных агрегатов, которые соединяют муфтами. Однако точная установка валов таких агрегатов невозможна из-

за ошибок изготовления и монтажа; установки агрегатов на деформируемом основании; а также из-за упругих деформаций валов под нагрузкой.

Возможные виды смещений валов (осевое l_a , радиальное l_r и угловое γ) и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов представлены на рис. 15.3.

Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты. Благодаря своей конструкции эти муфты обеспечивают работоспособность машины даже при взаимных смещениях валов. Валы и опоры при этом дополнительно нагружаются осевыми F_a , радиальными F_r силами и изгибающими моментами m_γ , зависящими от величины и вида несоосности валов (рис. 15.3). Следует подчеркнуть, что с ростом смещений валов работоспособность муфты уменьшается.

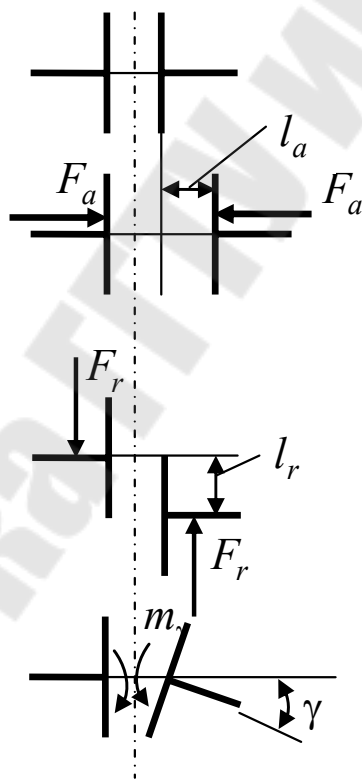


Рис. 15.3

К компенсирующим муфтам относятся зубчатые (рис. 15.4), цепные кулачково-дисковые и др. муфты.

Зубчатая муфта состоит из двух втулок 1 и 4 с внешними зубьями и двух обоев 2 и 3 с внутренними зубьями. Обоймы жестко соединены с помощью болтов.

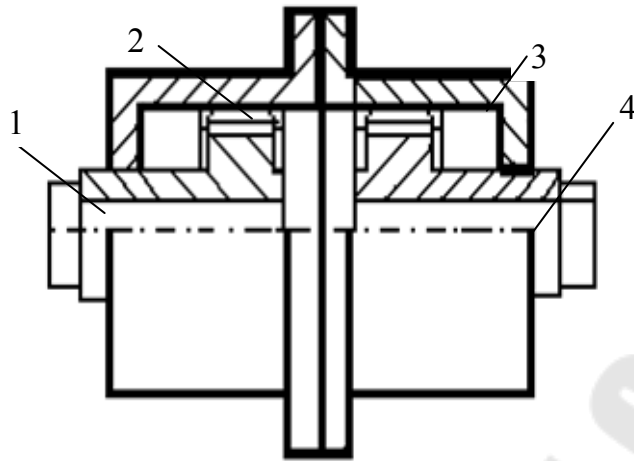


Рис. 15.4

Упругие соединительные муфты

Упругие муфты отличаются наличием упругого элемента и являются универсальными в том смысле, что обладая некоторой крутильной податливостью, эти муфты также являются компенсирующими. Упругие муфты способны:

1) смягчать толчки и удары вращающего момента, вызванные технологическим процессом или выбором зазора при пусках и остановках машины. При этом кинетическая энергия удара аккумулируется муфтой во время деформации упругого элемента, превращаясь в потенциальную энергию деформации;

2) защищать привод машины от вредных крутильных колебаний;

3) соединять валы, имеющие взаимные смещения. В этом случае деформируется упругий элемент муфты, и муфта функционирует как компенсирующая.

По материалу упругих элементов эти муфты подразделяются на муфты с неметаллическими упругими элементами и муфты с металлическими упругими элементами.

Наибольшее применение в машиностроении получила упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 15.5). Она состоит из двух полумуфт 1 и 5. В полумуфте 1 имеются конические отверстия, а в полумуфте 5 – цилиндрические. В эти отверстия вставляются пальцы 4, на которые надеваются упругие элементы 3. Завинчивание гайки 2, пальцы 4 входят в конические отверстия, в результате чего происходит соединения полумуфт 1 и 5. Вращающий момент передается через упругие элементы 3.

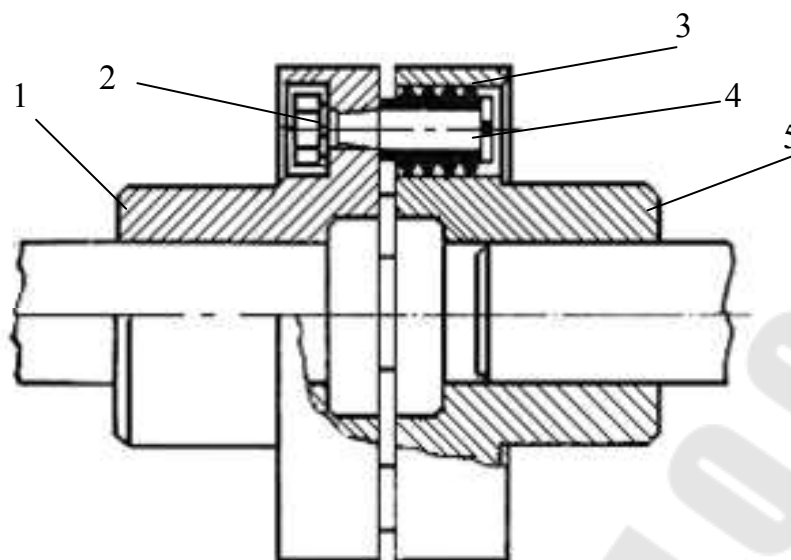


Рис. 15.5

Муфты сцепные управляемые.

Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы по управляющей команде. Эти муфты делят на муфты с профильным замыканием (кулачковые) и на фрикционные. Последние широко используют при необходимости изменения режима работы машины без остановки двигателя.

Сцепные кулачковые муфты применяются для передачи больших вращающих моментов при нечастых включениях. Они имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные муфты сцепления. Однако они соединяют валы, угловые скорости которых равны или незначительно различаются. При этом требуется точная соосность соединения полумуфт.

На рис. 15.6 изображены сцепные муфты с торцевыми конусными кулачками (рис. 15.6, а) и с прямоугольными (рис. 15.6, б). Выбор формы кулачков определяется в основном условиями включения муфты.

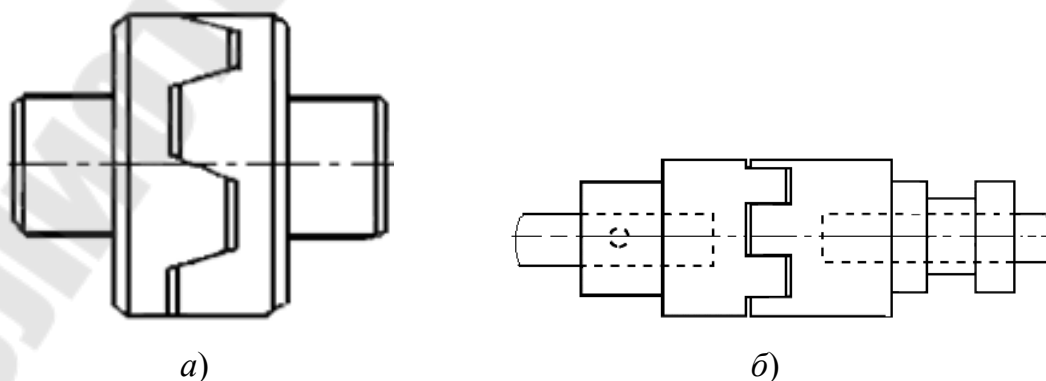


Рис. 15.6

Муфты сцепные фрикционные

Эти муфты допускают включение на ходу и передают вращающий момент за счет сил трения на рабочих поверхностях, создаваемых плавным прижатием рабочих поверхностей. Меняя силу прижатия, можно регулировать момент сил трения. За время включения фрикционной муфты рабочие поверхности проскальзывают. После завершения включения муфты скольжение отсутствует.

Конструкция этих муфт может быть выполнена с одним или несколькими дисками, с цилиндрическими или коническими поверхностями трения, с механическим, пневматическим, гидравлическим или электромагнитным управлением. Группу муфт с силовым замыканием электромеханической связью составляют муфты с жидкой или порошкообразной ферромагнитной смесью, в которых при прохождении электрического тока в катушке возбуждения возникает магнитный поток, в результате ферромагнитная смесь, заполняющая зазор между полумуфтами, намагничивается, что обеспечивает сцепление смеси с поверхностями полумуфт.

На рабочие поверхности дисков наносят фрикционный слой или крепят накладки из фрикционного материала, повышающего силу трения.

В зависимости от условий эксплуатации, фрикционные муфты разделяют: на муфты без смазывания трущихся поверхностей и на муфты со смазыванием трущихся поверхностей. Последние передают меньший вращающий момент, однако они более долговечны, так как интенсивность изнашивания рабочих поверхностей меньше, чем у сухих муфт.

Самоуправляемые или автоматические муфты включаются и выключаются в зависимости от изменения режима работы машины. К ним относятся: обгонные муфты или муфта свободного хода, передающие момент только при одном направлении вращения ведущей полумуфты относительно ведомой, и проворачивающиеся при обратном направлении вращения, центробежные муфты, включающиеся и выключающиеся в зависимости от скорости вращения ведущей полумуфты, муфты предельного момента, отключающие машину при опасном увеличении вращающего момента.

Предохранительные муфты

Предохранительная муфта служит разъединению валов или вала с сидящей на нём деталью при перегрузке или недопустимой скоро-

сти вращения, т. е. предохраняющая машину от поломки в случае нарушения нормального режима работы. Муфты предохранительные с разрушающимся элементом отличаются малыми габаритами и высокой точностью срабатывания. При перегрузке предохранительный элемент срезается, и полумуфты размыкаются. Для восстановления работоспособности машины, ее необходимо остановить и заменить предохранительный элемент.

Кулачковые предохранительные муфты удерживаются во включенном состоянии пружинами до тех пор, пока возрастающий момент не создаёт силы, способной преодолеть усилие пружины.

Фрикционные предохранительные муфты автоматически восстанавливают работоспособность машины после прекращения действия перегрузки, однако, точность срабатывания их невысока из-за непостоянства коэффициента трения на трущихся поверхностях дисков.

Тема 16. Метрология и технические измерения

Основные понятия о допусках и посадках

Соединения деталей машин в различных парах очень разнообразны по своему характеру. В некоторых случаях одна из деталей какой-либо пары во время работы машины остается неподвижной по отношению к другой детали этой же пары; в других случаях – совершает то или иное движение.

Две детали, составляющие пару, называются сопряженными. При сопряжении двух деталей одна из них как бы охватывает другую, поэтому первая из этих деталей называется охватывающей, а вторая — охватываемой.

Формы сопрягаемых деталей весьма разнообразны и наименования их, точно соответствующие действительности, во многих случаях громоздки и неудобны для произношения и для записей. Поэтому условились во всех случаях охватывающую деталь называть отверстием, а охватываемую деталь – валом.

Посадкой называется характер соединения, определяемый величиной получающихся зазоров или натягов. В соответствии с этим разделяют посадки с зазором, посадки с натягом и переходные посадки.

Зазором S называется разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала: он обеспечивает возможность относительного перемещения собранных деталей.

Натягом N называется разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия: он обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки.

Посадка с зазором – это посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении.

Посадка с натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении.

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга.

Совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов, образуют единую систему допусков и посадок СЭВ для гладких цилиндрических соединений. В системе ЕСДП СЭВ предусмотрены посадки преимущественно в системе отверстия и в отдельных случаях в системе вала.

Посадки в системе отверстия – это такие посадки, при которых для данного номинального размера детали и определенного качества предельные размеры и предельные отклонения основного отверстия (H) остаются неизменными, а различные посадки получаются за счет изменения предельных размеров и предельных отклонений валов, соединяемых с этим отверстием.

Посадки в системе вала – это такие посадки, при которых для данного номинального размера детали и определенного качества предельные размеры и предельные отклонения основного вала (h) остаются неизменными, а различные посадки получаются за счет изменения предельных размеров и предельных отклонений отверстий, соединяемых с этим валом.

Соединяя валы, которые обозначаются от a до zc с основным отверстием (H), получают посадки в системе отверстия, при этом посадки с зазором обеспечиваются валами от a до h ; переходные – js, j, k, m, n ; с натягом – от p до zc .

Соединяя отверстия, которые обозначаются от A до ZC с основным валом (h), получают посадки в системе вала, при этом посадки с зазором обеспечиваются валами от A до H ; переходные – Js, J, K, M, N ; с натягом – от P до ZC .

Номинальные и предельные размеры

Одним из основных признаков точности деталей по геометрическим параметрам является точность размеров деталей и их элементов. В соответствии с этим размеры подразделяются на номинальные, действительные и предельные.

Номинальный размер (D ; d ; l и др.) – размер, который служит началом отсчета отклонений и относительно которого определяются предельные размеры. Он выбирается не произвольно, а исходя из функционального назначения детали путем расчета (на прочность, жесткость и др.) и на основе конструктивных и технологических соображений. Номинальный размер указывают в чертежах деталей.

Действительным размером (D_0 ; d_0 ; l_0 и др.) называется размер, полученный при изготовлении и установленный измерением детали с допустимой точностью.

Предельные размеры

Предельными размерами называются два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали. Большой из двух предельных размеров называется наибольшим предельным размером (D_{\max} ; d_{\max}), меньший – наименьшим предельным размером D_{\min} ; d_{\min} .

Поле допуска и ее величина

Допуском размера T называется разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Для отверстия $TD = D_{\max} - D_{\min}$, для вала $Td = d_{\max} - d_{\min}$. Допуск является мерой точности размера. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность детали. Однако следует помнить, что допуск непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость детали. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление.

Для упрощения чертежей введены понятия предельных отклонений от номинального размера, проставляемых рядом с размером со знаками «+» или «-».

Верхним предельным отклонением ES (es) называется разность между наибольшим предельным и номинальным размерами, т. е. для отверстий $ES = D_{\max} - D$, для валов $es = d_{\max} - d$.

Нижним предельным отклонением EI (ei) называется разность между наименьшим предельным и номинальным размерами, т. е. для отверстий $EI = D_{\min} - D$, для валов $ei = d_{\min} - d$.

Выражение допуска размера через предельные отклонения есть алгебраическая разность между верхним и нижним предельными отклонениями:

$$TD = ES - EI; Td = es - ei.$$

Квалитеты

К размерам, даже имеющим одинаковые значения, могут представляться различные требования в отношении точности. Это объясняется большим разнообразием механизмов, а также узлов и деталей, отличающихся конструкциями, назначением и условиями работы. Поэтому стандартные системы допусков и посадок содержат ряд квалитетов.

Квалитетом называют совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Допуски в каждом квалитете возрастают с увеличением номинальных размеров, но они соответствуют одному и тому же уровню точности, определяемому квалитетом.

Для данного номинального размера допуск для разных квалитетов неодинаков, так как каждый квалитет определяет необходимость применения тех или иных методов и средств обработки изделий.

В ЕСДП установлено 19 квалитетов, обозначаемых порядковым номером: 01; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16 и 17. Наивысшей точности соответствует квалитет 01, а наименьшей – 17-й квалитет. Точность убывает от квалитета 01 к квалитету 17.

Определение оптимальной точности обработки и выбор квалитета точности часто представляют собой сложную задачу. При произвольном назначении необоснованно высокого квалитета с малыми допусками увеличивается стоимость изготовления деталей. При выборе более низкого квалитета точности стоимость изготовления уменьшается, но снижаются надежность и долговечность работы деталей в узле.

Для решения этой задачи необходимо учесть не только характер посадки конкретного соединения и условия его работы, но и рекомендации, учитывающие целесообразность назначения того или иного квалитета и возможность изготовления деталей необходимой точности.

Обозначение допусков и посадок на чертежах

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными обозначениями полей допусков в соответствии с ГОСТ 25346-82, например: $\varnothing 18H7$, $\varnothing 12e8$, или числовыми значениями, например: $\varnothing 18^{+0,018}$; $\varnothing 12^{\begin{smallmatrix} -0,032 \\ -0,059 \end{smallmatrix}}$ (рис. 16.1).

При записи $\varnothing 18^{+0,018}$, $\varnothing 12^{\begin{smallmatrix} -0,032 \\ -0,059 \end{smallmatrix}}$ предельных отклонений числовыми значениями, верхние отклонения помещают над нижними. Предельные отклонения, равные нулю, не указывают, например: $\varnothing 60^{+0,019}$.

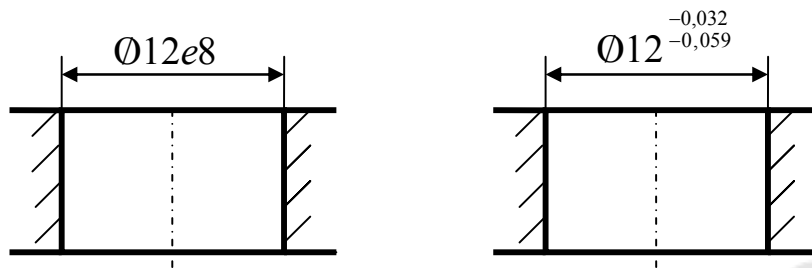


Рис. 16.1

При симметричном расположении поля допуска абсолютную величину отклонений указывают один раз со знаком \pm . При этом высота цифр, определяющих отклонения, должна быть равна высоте шрифта номинального размера, например: $\varnothing 60 \pm 0,23$.

Тема 17. Метрология и технические измерения (продолжение)

Отклонение формы и расположения поверхностей

Отклонение Δ – отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы номинальной поверхности или номинального профиля (рис. 17.1).

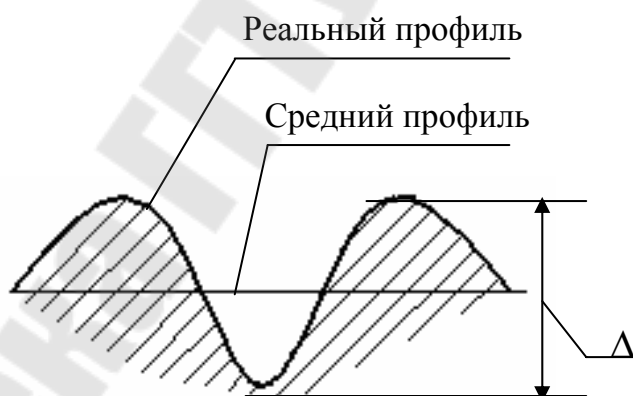


Рис. 17.1

При измерении отклонений формы допускается их количественная оценка относительно среднего элемента.

Средний элемент-поверхность, имеющий форму номинальной поверхности и расположенный по отношению к реальной поверхности так, чтобы среднее квадратичное отклонение точек реальной поверхности от средней поверхности в пределах нормируемого участка, имело минимальное значение.

При отсчете от среднего элемента отклонение формы равно сумме абсолютных значений наибольших отклонений точек реальной поверхности по обе стороны от среднего элемента.

Количественно отклонение формы оценивается наибольшим расстоянием от точек реальной поверхности до прилегающей поверхности по нормали к прилегающей поверхности.

Отклонение от круглости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 17.2). Частным с видами отклонений от круглости являются овальность и огранка.

Овальность – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру.

Огранка – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру.



Рис. 17.2

Допуск круглости – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости.

Поле допуска круглости – область на поверхности перпендикулярной оси поверхности вращения или проходящей через центр сферы, ограниченная двумя концентрическими окружностями, отстоящими друг от друга на расстоянии равном допуску круглости T .

Отклонение от цилиндричности – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка.

Допуск цилиндричности – наибольшее допускаемое значение отклонения от цилиндричности.

Поле допуска цилиндричности – область в пространстве, ограниченная двумя соосными цилиндрами, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску цилиндричности T .

Отклонение профиля продольного сечения цилиндрической поверхности – наибольшее расстояние Δ от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка.

Отклонение профиля продольного сечения характеризует отклонение от прямолинейности и параллельности образующих. Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность.

Конусообразность – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны.

Бочкообразность – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения.

Седлообразность – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения.

Отклонение расположения – отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения.

Количественно отклонения оцениваются в соответствии от типа отклонений и допуска расположения.

Обозначение на чертежах допусков формы и взаимного расположения поверхностей. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями или текстом в технических требованиях. Применение условных обозначений предпочтительно. Обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей выполняют по ГОСТ 2.308–79 (рис. 17.3).

Группа допусков	Допуск	Условный знак
Допуски формы	Прямолинейности Плоскостности Круглости Цилиндричности Профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Параллельности Перпендикулярности Наклона Соосности Симметричности Позиционный Пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Радиального биения Торцевого биения Биения в заданном направлении	
	Полного радиального биения Полного торцевого биения	
	Заданного профиля Формы заданной поверхности	

Рис. 17.3

Условные обозначения допусков помещают в прямоугольную рамку, разделенную на две или три части (рис. 17.4). В первой представляют условный знак допуска, во второй – числовое значение допуска в миллиметрах, в третьей – буквенное обозначение базы или другой поверхности, к которой относится отклонение.

	0,01	A
--	------	---

Рис. 17.4

Рамки вычерчивают сплошными тонкими линиями и располагают горизонтально. Высота цифр, букв и знаков, вписываемых в рамки, должна быть равна размеру шрифта размерных чисел, а высота рамки – на 2...3 мм больше.

Базы обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой.

Треугольник, обозначающий базу, должен быть равносторонним, высотой приблизительно равной размеру шрифта размерных чисел. Если базой является ось или плоскость симметрии, то треугольник располагают на конце размерной линии (рис. 17.5).

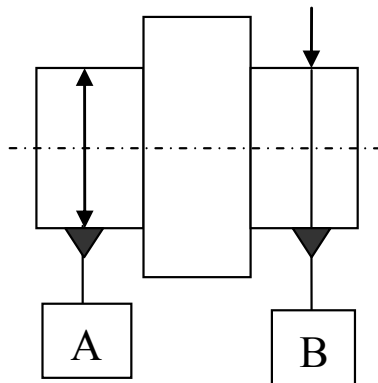


Рис. 17.5

Обозначение шероховатости поверхностей

Шероховатость поверхности обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. 17.6.

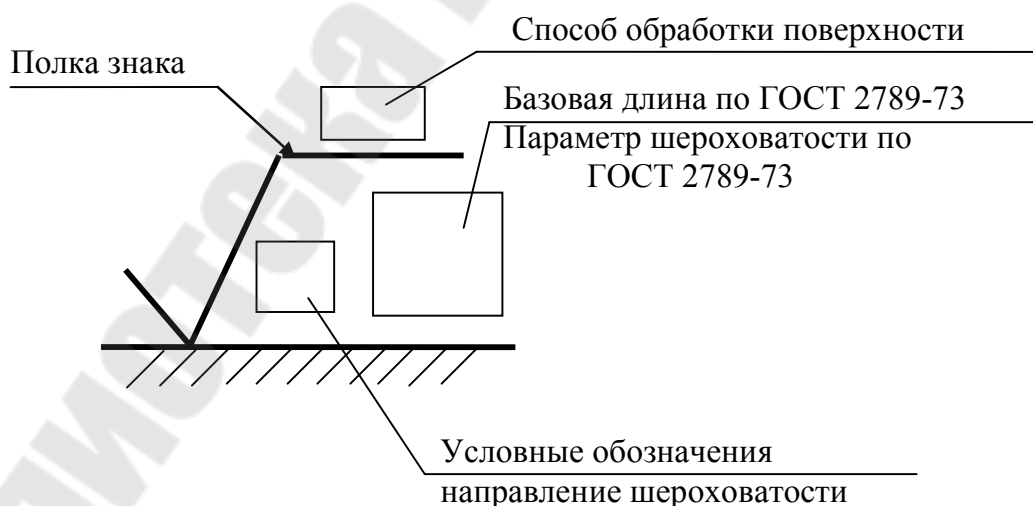


Рис. 17.6

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рис. 17.7.

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак (рис. 17.7, а).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак (рис. 17.7, б).

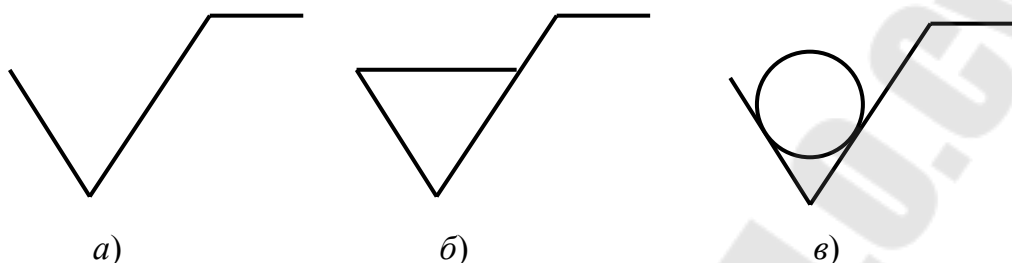


Рис. 17.7

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак (рис. 17.7, в) с указанием значения параметра шероховатости.

Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком (рис. 17.7, в) без указания параметра шероховатости.

Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $R_a 0,4$; $R_z 50$.

Литература

1. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высш. шк., 1986. – 359 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для вузов / М. Н. Иванов. – Москва : Высш. шк., 1976. – 399 с.
3. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учеб. для вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов. – 3-е изд. – Москва : Машиностроение, 1975. – 655 с.

Содержание

Тема 1. Рычажные механизмы	3
Тема 2. Кулачковые механизмы.....	9
Лекция 3. Зубчатые механизмы	13
Тема 4. Зубчатые механизмы (продолжение)	22
Тема 5. Зубчатые механизмы (продолжение)	25
Тема 6. Цилиндрическая прямозубая передача	29
Тема 7. Цилиндрическая косозубая передача	33
Тема 8. Конические зубчатые передачи	36
Тема 9. Червячные передачи	41
Тема 10. Продолжение	45
Тема 11. Ременные передачи.....	49
Тема 12. Цепные передачи.....	57
Тема 13. Валы и оси	61
Тема 14. Подшипники.....	66
Тема 15. Муфты для соединения валов.....	73
Тема 16. Метрология и технические измерения	79
Тема 17. Метрология и технические измерения (продолжение).....	83
Литература	89

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**Краткий курс лекций
для студентов экономических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Автор-составитель: **Бельский** Алексей Тимофеевич

Редактор

Л. Ф. Теплякова

Компьютерная верстка

Н. Б. Козловская

Подписано в печать 18.12.06.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 5,23. Уч.-изд. л. 5,44.

Изд. № 19.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр Учреждения образования

«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.