

## **Глава 3    ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ**

### **3.1 Принципы построения единой системы допусков и посадок**

Создание современных механизмов, их эксплуатация, ремонт и техническое обслуживание невозможно без использования принципа взаимозаменяемости. Взаимозаменяемость – свойство независимо изготовленных деталей или сборочных единиц обеспечивать у механизмов и машин работоспособное состояние при сборке и ремонте без специальной подгонки. Взаимозаменяемыми могут быть отдельные детали (гайки, винты, болты и др.), сборочные единицы (подшипники качения, некоторые узлы механизмов), а также изделия в целом. Наиболее применимой является полная взаимозаменяемость, когда сборка осуществляется без дополнительной обработки и пригонки. Это дает возможность отдельные детали и узлы изготавливать на одних, специализированных, заводах или цехах серийного или массового производства, а сборку осуществлять на других. При массовом производстве снижается стоимость деталей за счет автоматизации технологических процессов.

Иногда по техническим требованиям допуски на размеры деталей необходимо выдерживать настолько малыми, что это становится нецелесообразным экономически или их трудно выполнить технически. Тогда для получения требуемой точности детали, изготовленные на обычном оборудовании с большими допусками, сортируют на размерные группы, в которых допуски уменьшаются до нужных значений. Сборка деталей осуществляется отдельно по каждой размерной группе (селективная сборка). Такая взаимозаменяемость называется неполной (ограниченной) и может быть использована только по отдельным геометрическим параметрам, например при сборке подшипников качения, резьбовых соединений с натягом и других высокоточных изделий.

Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок, нормированных системой стандартов. «Единая система допусков и посадок» (ЕСДП) регламентирует допуски размеров гладких элементов деталей и посадки, образуемые при их соединении; «Основные нормы взаимозаменяемости» (ОНВ) устанавливают допуски и посадки соединений (резьбовых, конических, шпоночных, шлицевых) и зубчатых передач и колес.

**Основные определения.** Основные термины и определения установлены ГОСТом 25346-82.

Две или несколько подвижно или неподвижно соединенных деталей называются сопрягаемыми. В соединении деталей, входящих одна в другую, имеются наружные (охватываемые) и внутренние (охватывающие) поверхности. В соответствии с этим вводятся два термина: вал – для обозначения наружных (охватываемых) поверхностей ( $d$ ), отверстие – для обозначения внутренних (охватывающих) поверхностей ( $D$ ). Эти поверхности могут быть не только цилиндрическими, но и плоскими параллельными поверхностями (например, шпонка и паз на валу).

Номинальный размер ( $D, d, L, I$  и др.) – размер, служащий началом отсчета отклонений, относительно которого определяются предельные размеры. Он является общим для отверстия и вала, образующих соединение, и устанавливается либо из условия обеспечения прочности или жесткости, либо из конструктивных соображений. Для снижения номенклатуры режущего инструмента полученные значения номинальных размеров округляют в большую сторону в соответствии со значениями, указанными в ГОСТе 6636–69 «Ряды нормальных линейных размеров». Предусмотрено четыре ряда нормальных размеров Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40 (табл. 3.1), составленных на основе рядов предпочтительных чисел (ГОСТ 8032–84) и представляющих собой десятичные ряды геометрических прогрессий со знаменателями: для ряда Ra5 –  $\sqrt[5]{10} = 1,6$ ; для ряда Ra10 –  $\sqrt[10]{10} = 1,25$ ; для ряда Ra20 –  $\sqrt[20]{10} = 1,12$ ; для ряда Ra40 –  $\sqrt[40]{10} = 1,06$ . В табл. 3.1 приведены нормальные линейные размеры в диапазоне 1-380 мм. При выборе размеров предпочтение должно быть отдано рядам с более узкой градацией (ряд Ra5 следует предпочесть Ra10 и т. д.). Размеры, установленные стандартами на конкретные изделия (средний диаметр резьбы и др.), могут не соответствовать ГОСТу 6636-69.

Таблица 3.1

Ra5	Ra10		Ra20				Ra40							
1,0	1,0	1,2	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5
1,6	1,6	2,0	1,6	1,8	2,0	2,2	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,1	2,4
2,5	2,5	3,2	2,5	2,8	3,2	3,6	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
4,0	4,0	5,0	4,0	4,5	5,0	5,6	4,0	4,2	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0
6,3	6,3	8,0	6,3	7,1	8,0	9,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
10	10	12	10	11	12	14	10	10,5	11	11,5	12	13	14	15
16	16	20	16	18	20	22	16	17	18	19	20	21	22	24
25	25	32	25	28	32	32	25	26	28	30	32	34	36	38
40	40	50	40	45	50	56	40	42	45	48	50	53	56	60

63	63	80	63	71	80	90	63	67	71	75	80	85	90	95
100	100	125	100	110	125	140	100	105	110	120	125	130	140	150
160	160	200	160	180	200	220	160	170	180	190	200	210	220	240
250	250	320	250	280	320	360	250	260	280	300	320	340	360	380

Действительный размер – размер, установленный непосредственным измерением с допускаемой погрешностью. С целью исключения брака при механической обработке размеры сопрягаемых поверхностей выполняют с определенным допуском. Для наглядности расположения полей допусков принято их одностороннее расположение (рис. 3.1). Действительный размер лежит между наибольшим ( $D_{max}$ ,  $d_{max}$ ) и наименьшим ( $D_{min}$ ,  $d_{min}$ ) предельными размерами. На чертежах указываются не предельные размеры, а номинальный размер с предельными отклонениями.

Верхнее предельное отклонение  $ES$  ( $es$ ) – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами:

$$ES(es) = D_{max}(d_{max}) - D(d)$$

Нижнее предельное отклонение  $EI$  ( $ei$ ) – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами:

$$EI(ei) = D_{min}(d_{min}) - D(d)$$

Отклонения могут быть положительными, отрицательными или равными нулю. На чертежах рядом с номинальным размером указываются предельные отклонения в миллиметрах. Отклонения, равные нулю, не указываются; если верхнее и нижнее отклонения равны, т. е. допуск симметричен, их значения указывают после знака «±».

Высота цифр отклонений равна примерно половине высоты цифр номинального размера. Например:  $\text{Ø}25_{-0.014}^{-0.006}$ ,  $\text{Ø}25_{-0.021}^{+0.021}$ ,  $\text{Ø}25_{\pm 0.010}$

Допуск  $T$  (от латинского *Tolerance*) – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютное значение алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями:

$$T = ES(es) - EI(ei)$$

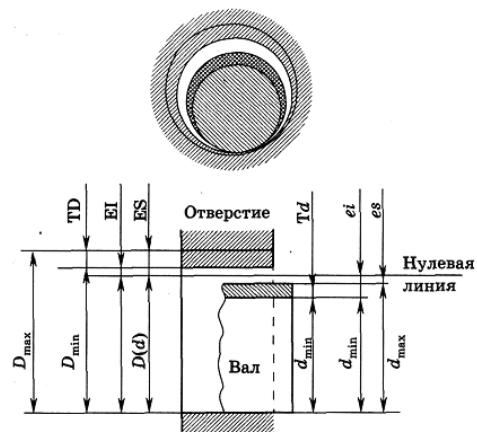


Рис. 3.1

Величина допуска всегда положительна. При графическом изображении поле допуска располагается между верхним и нижним отклонениями и может размещаться выше, ниже или симметрично относительно нулевой линии. За нулевую принимают линию, соответствующую номинальному размеру, которая служит началом отсчета отклонений.

Посадка – характер соединений, определяемый Величиной зазоров или натягов. В зависимости от взаимного расположения полей допусков различают посадки трех видов: с зазором, с натягом и переходную.

Посадка с зазором – посадка, при которой в соединении обеспечивается гарантированный зазор. Это возможно при расположении поля допуска отверстия выше поля допуска вала (рис. 3.2, а).

Посадка с зазором характеризуется величинами наибольшего  $S_{max}$  и наименьшего  $S_{min}$  зазоров:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} \text{ или } S_{max} = ES - ei = 0,018 - (-0,029) = 0,047 \text{ мм};$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} \text{ или } S_{min} = EI - es = 0 - (-0,016) = 0,016 \text{ мм}.$$

К посадкам с зазором относятся также посадка, у которой  $S_{min} = 0$ .

Посадка с натягом – посадка, при которой в соединении обеспечивается гарантированный натяг, поле допуска вала расположено выше поля допуска отверстия (рис. 3.2, б). Значения наибольшего  $N_{max}$  наименьшего  $N_{min}$  натягов определяют по формулам:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} \text{ или } N_{max} = es - EI = 0,039 - 0 = 0,039 \text{ мм};$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} \text{ или } S_{min} = ei - ES = 0,023 - 0,018 = 0,005 \text{ мм}.$$

Переходная посадка – посадка, при которой в соединении возможно появление как зазора, так и натяга. Поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рис. 3.2, в).

Единая система допусков и посадок – закономерно построенная совокупность допусков и посадок. Система предназначена для выбора рациональных значений допусков, характеризующих точность изготовления деталей. Малые значения допусков затрудняют процесс изготовления деталей и, соответственно, повышают себестоимость изделия, поскольку ужесточаются требования к точности станочного оборудования и квалифика-

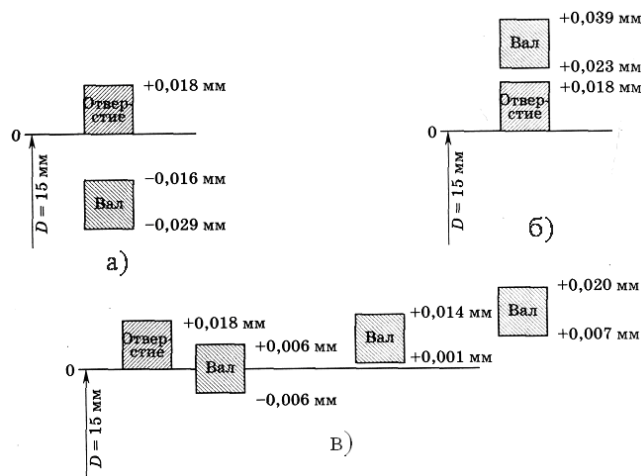


Рис. 3.2

ции рабочих. По мере уменьшения допуска относительная себестоимость  $C$  возрастает по гиперболе. На рис. 3.3 показана зависимость относительной стоимости изготовления детали от величины допуска  $T$ . Буквами отмечены виды обработки детали:  $A$  – холодное волочение,  $B$  – обтачивание на токарном станке,  $C$  – обтачивание и шлифование,  $D$  – обтачивание, шлифование и притирка.

Большие допуски снижают точность изготовления и, как следствие, качество изделия, его надежность и долговечность. Поэтому рациональ-

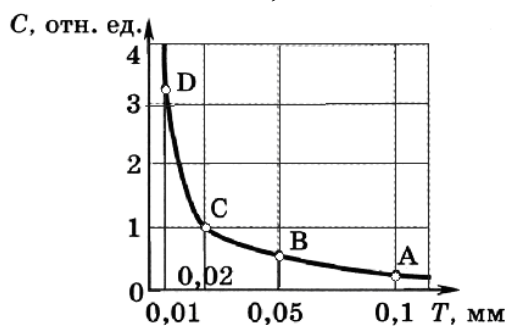


Рис. 3.3

ными значениями допусков являются максимально возможные, при которых изделие полностью соответствует своему функциональному назначению и требованиям, предъявляемым к нему (работоспособности, надежности, технологичности, экономичности и др.). Единая система допусков и посадок позволяет стандартизовать режущие инструменты и калибры, упрощает

конструирование, производство изделий и повышает их качество.

Для нормирования уровня точности введены 19 квалитетов в порядке снижения точности, которые обозначаются номерами 0,1; 0; 1; 2;...17. Самой высокой точности соответствует квалитет 0,1, самой низкой – 17. Квалитет – совокупность допусков с постоянной относительной точностью. Обозначается допуск того или иного квалитета сочетанием букв IT с номером квалитета, например IT7 – допуск седьмого квалитета. Допуски квалитетов 0,1; 0 и 1 предназначены для плоскопараллельных концевых мер длины; 2; 3 и 4 – для гладких калибров пробок и калибров скоб; 5 и 6 – для размеров деталей высокоточных соединений (подшипники качения, шейки коленчатых валов, шпиндели высокоточных станков и т. п.). Наиболее распространенными являются квалитеты 7 и 8, которые используют для ответственных соединений в машиностроении, авиационной технике, автомобилестроении, станкостроении. Размеры деталей сельскохозяйственной техники, подъемно-транспортного оборудования, текстильных машин выполняют по квалитету 9. Для деталей, изготовленных литьем и штамповкой, а также допусков на свободные размеры деталей механизмов авиационной и космической техники используют квалитет 12. Допуски на размеры в деталях общего машиностроения назначают по квалитетам 13-17.

Величины допусков зависят от номинального размера и для близких измерений мало различаются. Поэтому весь ряд линейных размеров 1-10000 мм разбит на 26 интервалов (1-3, 3-6, 6-10 и т. д.), в пределах которых единица допуска 1 определяется по формуле

$$i = 0,5\sqrt[3]{D_c} + 0,001D_c,$$

где  $D_c$  – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала.

Допуск для любого качества

$$ITq = ai,$$

где  $q$  – номер качества;  $a$  – безразмерный коэффициент, установленный для каждого качества.

Расположение поля допуска определяется основным отклонением, за которое в ЕСДП принято отклонение, ближайшее к нулевой линии. Установлено 28 основных отклонений, обозначаемых буквами латинского алфавита (рис. 3.4) прописными буквами (от  $a$  до  $zc$ ) – отклонения для валов, а строчными буквами (от  $A$  до  $ZC$ ) – для отверстий. Каждая буква представляет ряд основных отклонений, зависящих от интервала номинальных размеров.

Прочность рассчитываемой детали оценивают по наименьшему из запасов, полученных по соответствующим формулам в том и другом случаях.

Отклонения от  $a(A)$  до  $h(H)$  используют для образования посадок с зазором; от  $J_s(j_s)$  до  $n(N)$  – переходных посадок; от  $p(P)$  до  $zc(ZC)$  – посадок с натягом.

Поле допуска образуется сочетанием основного отклонения с допуском по выбранному качеству и обозначается буквой основного отклонения и цифрой качества (например, для вала  $f6$ ,  $h7$ ,  $n9$ ; для отверстия  $H7$ ,  $M6$ ,  $J_s7$ ).

На чертежах предельные отклонения размеров указываются одним из трех способов: условными (буквенными) обозначениями; числовыми значениями в миллиметрах или комбинированным образом, при котором за условным обозначением в скобках указываются числовые значения. Например:  $\varnothing 26r6$ ,  $\varnothing 20^{+0.041}_{+0.026}$ ,  $\varnothing 20r6^{(+0.041)}_{(+0.026)}$ .

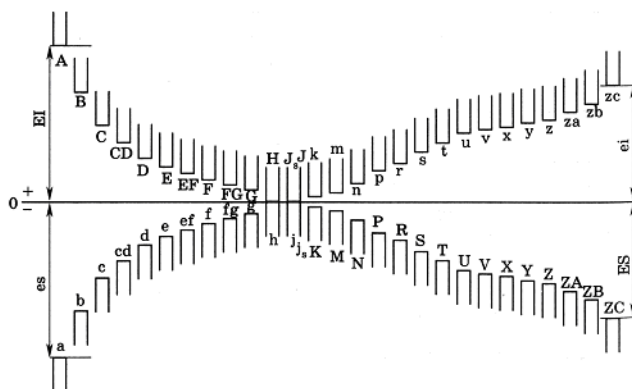


Рис. 3.4

Предельные отклонения должны назначаться для всех размеров, указанных на чертеже, включая несопрягаемые и неответственные. Отклонения для размеров валов и отверстий могут быть как односторонними, так и симметричными, для линейных размеров – только симметричными.

Если предельные отклонения не указаны на чертеже непосредственно после значения размера, они называются неуказанными предельными отклонениями и оговариваются в технических требованиях чертежа. Неуказанные предельные отклонения нормируют либо качествами (от 12 до 17), обозначенными IT, либо классами точности: «точный»  $t_1$  «средний»  $t_2$ , «грубый»  $t_3$ , «очень грубый»  $t_4$ . В технических требованиях чертежа запись может быть сформулирована следующим образом:

«Неуказанные предельные отклонения размеров:  $H12, h12, \pm \frac{IT12}{2}$  или  $\pm \frac{t_2}{2}$ ».

Посадки на сборочных чертежах обозначают сочетанием полей допусков отверстия и вала одним из трех способов:

$$40 \frac{H7}{g6}; \quad 40H7/g6; \quad 40H7 - g6.$$

В числителе или на первом месте указывается отклонение для отверстия, в знаменателе или на втором месте – отклонение для вала. Наиболее употребимым является первый способ обозначения.

Назначаются посадки в ЕСДП по двум системам: посадки в системе отверстия, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных валов (например,  $g, m, p$ ) с основным отверстием  $H$  (рис. 3.5, а); посадки в системе вала, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных отверстий (например,  $F, N, R$ ) с основным валом (рис. 3.5, б). Предельные отклонения на рис. 3.5 указаны в микрометрах.

По экономическим соображениям более предпочтительной является система отверстия. Изготовить вал с любым предельным отклонением можно одним режущим инструментом. При выполнении отверстия заданного

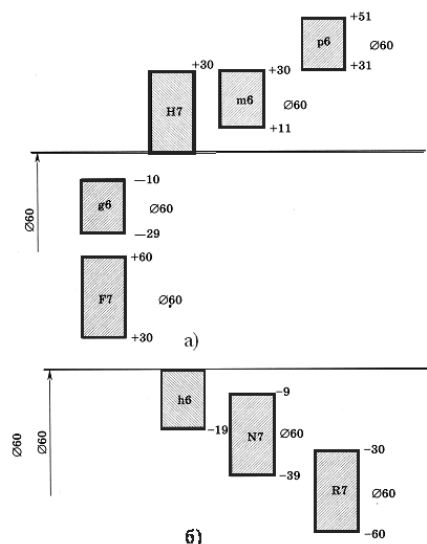


Рис. 3.5

номинального размера для каждого отклонения требуется свой режущий инструмент. Поэтому назначение посадок в системе отверстия, когда для образования любой посадки используется только одно отклонение  $H$ , позволяет сократить число типоразмеров режущего инструмента. Для размеров 1-3150 мм допуск отверстия назначают на один-два качества больше допуска вала, так как точное отверстие получить труднее, чем точный вал. При размерах менее 1 мм вал технологически обработать труднее, чем отверстие, в этих случаях допуски отверстия и вала принимают одинаковыми. В некоторых случаях возможно применение комбинированных посадок, образованных из основных отклонений, предусмотренных ЕСДП, например, для соединений с большим зазором  $\frac{F8}{j_s 7}$

Таблица 3.2

Соединение основного вала с основным отверстием	Система отверстия														
	Посадки с зазорами						Переходные посадки			Посадки с натягами					
$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H5}{j_s 4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	
$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H5}{n4}$	$\frac{H6}{j_s 5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	
$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H9}{h8}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{f9}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H7}{j_s 6}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	—	$\frac{H8}{z8}$	—	
$\frac{H8}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H8}{c9}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H9}{f8}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{c9}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m8}$	$\frac{H7}{n6}$	—	—	—	—	—	
$\frac{H10}{h9}$	$\frac{H10}{h10}$	$\frac{H9}{e8}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H10}{d10}$	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H8}{j_s 7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	—	—	—	—	—	
$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$	—	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H12}{b12}$	—	—	$\frac{H8}{n7}$	—	—	—	—	—	—	



В соответствии с практикой для размеров 1-500 мм рекомендованы предпочтительные поля допусков, которые обеспечивают 90-95% посадок общего применения (табл. 3.2). Использование рекомендуемых посадок сокращает номенклатуру режущих инструментов и калибров и способствует повышению уровня унификации изделий. В рамках указаны предпочтительные посадки. При необходимости допускаются к применению и другие посадки, образованные из полей допусков ЕСДП.

### **3.2 Отклонения формы и расположения поверхностей. Шероховатость поверхностей**

Нормальная работа любого механизма не может быть обеспечена только правильным назначением допусков на размеры деталей. Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей снижают точность и надежность работы изделия, нарушают посадку соединений, увеличивают износ сопряженных поверхностей из-за нарушения целостности слоя смазочного материала, затрудняют сборку.

Основные термины и определения установлены ГОСТом 24642-81. Приняты следующие обозначения:  $\Delta$  – отклонение формы или расположения поверхностей;  $T$  – допуск формы или допуск расположения;  $L$  – длина нормируемого участка.

Отклонение формы  $\Delta$  – отклонение формы реальной поверхности, полученной при изготовлении детали, от формы номинальной поверхности, заданной чертежом или другой технической документацией. Количественная оценка отклонений формы и расположения основана на прилегающих прямых, поверхностях и профилях. Прилегающая поверхность (профиль) – поверхность (профиль), имеющая форму номинальной поверхности 1 (профиля), соприкасающуюся с реальной поверхностью 2 (профилем) и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение  $\Delta$  от нее (него) наиболее удаленной точки реальной поверхности (профиля) в пределах нормируемого участка  $L$  было минимальным (рис. 3.6). Для прилегающего цилиндра и прилегающей окружности условие минимального отклонения не соблюдается. При наружных поверхностях ими будут описанный цилиндр или окружность минимального диаметра, а при внутренних – вписанный цилиндр или окружность максимального диаметра. В соответствии с ГОСТом 24642-81 установлены отклонения и допуски формы, расположения и суммарные допуски формы и расположения.

### 3.3 Отклонения и допуски формы

Отклонение от плоскостности (прямолинейности) – наибольшее расстояние  $A$  от точек реальной поверхности 2 (профиля 2) до прилегающей поверхности 1 в пределах нормируемого участка (рис. 3.6, а, б). Частными случаями отклонений являются выпуклость и вогнутость.

Отклонение от круглости – наибольшее расстояние  $A$  от точек реального профиля 1 до прилегающей окружности. Частными случаями отклонений являются овальность (рис. 3.6, в) и огранка (рис. 3.6, г).

Отклонение от цилиндричности – наибольшее расстояние  $A$  от точек реальной поверхности 2 до прилегающего цилиндра 1 в пределах нормируемого участка  $L$  (рис. 3.6, д).

Отклонение профиля продольного сечения – наибольшее расстояние  $A$  от точек образующих реальной поверхности 2, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля 1 в пределах нормируемого участка  $L$ . (рис. 3.6, е).

Между допуском формы и допуском размера установлены определенные соотношения в соответствии с тремя уровнями относительной геометрической точности.

Уровень А – допуск формы составляет 60% допуска размера (нормальная точность). Назначают допуски формы по этому уровню для деталей подвижных соединений при небольших нагрузках и скоростях относительного движения; для неподвижных соединений с переходными посадками или с натягом; для соединений, требующих повторных сборок и разборок.

Уровень В – допуск формы составляет 40% допуска размера (повышенная точность). Назначают допуски для подвижных соединений при средних нагрузках и скоростях относительного движения; для соединений с натягом и по переходным посадкам при высоких требованиях к точности и прочности.

Уровень С – допуск формы составляет 25% допуска размера (высокая точность). Назначают допуски для подвижных соединений при высоких нагрузках и скоростях относительного движения, а также при высоких требованиях к плавности хода и герметичности соединений; для

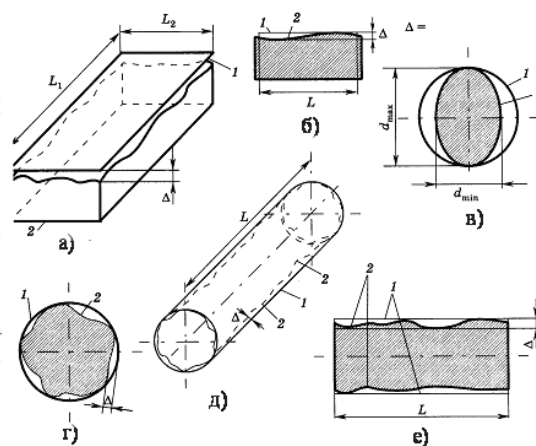


Рис. 3.6

неподвижных соединений, работающих при высоких нагрузках и при действии вибраций и ударных воздействиях.

### 3.4 Отклонения и допуски расположения

Отклонение расположения  $\Delta$  – отклонение реального расположения поверхности от ее номинального расположения. При оценке отклонений расположения рассматриваемых поверхностей (профилей) относительно базовых элементов (под которыми понимаются поверхности, линии, точки) отклонения формы не рассматриваются. Поэтому реальные поверхности 2 и профили заменяются прилегающими 1, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей принимаются оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Отклонение от параллельности поверхностей – разность  $\Delta = a - b$  наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормирующего участка (рис. 3.7, а). Допуском параллельности  $T$  является наибольшее значение отклонения от параллельности.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение  $\Delta$  угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка (рис. 3.7, б). Наибольшее значение этого отклонения является допуском перпендикулярности  $T$ .

Отклонение наклона плоскости относительно плоскости или оси – отклонение  $\Delta$  угла между плоскостью и базовой плоскостью или базовой осью от номинального угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка. Наибольшее допустимое значение этого отклонения является допуском наклона  $T$ .

Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности 3 – наибольшее расстояние  $\Delta$  между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка  $L$  (рис. 3.7, в).

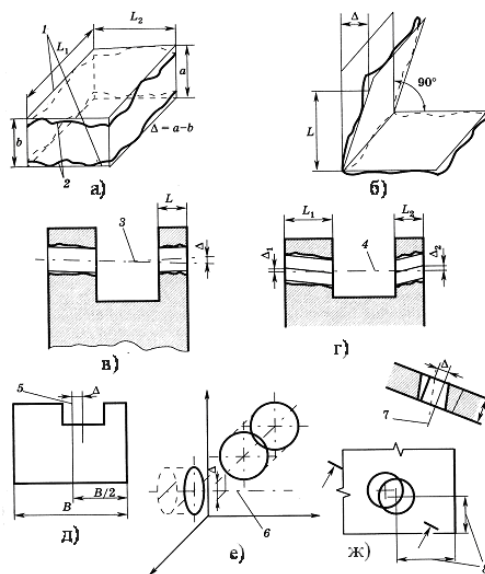


Рис. 3.7

**Отклонение от соосности относительно общей оси 4** – наибольшее расстояние ( $\Delta_1$ ;  $\Delta_2$ ) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка (рис. 3.7, г). Допуск соосности в диаметральной выразимости – удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от соосности (со знаком  $\ominus$  перед числовым значением), а в радиусном выражении – наибольшее значение этого отклонения.

**Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости** – наибольшее расстояние  $\Delta$  между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии 5 в пределах нормируемого участка (рис. 3.7, д).

**Отклонение от пересечения осей** – наименьшее расстояние  $\Delta$  между осями, номинально пересекающимися.

**Поле допуска пересечения осей** – область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном удвоенному допуску пересечения в диаметральной выразимости (указывается со знаком  $\text{T}$  перед числовым значением) или допуску пересечения в радиусном выражении (указывается со знаком  $\text{T}/2$ ) и расположенными симметрично относительно базовой оси 6 (рис. 3.7, е).

**Позиционное отклонение** – наибольшее отклонение  $\Delta$  реального расположения элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 3.7, ж). На рисунке 7 – номинальное расположение оси, 8 – номинальные размеры.

Кроме указанных допусков нормируются суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей. **Радиальное биение** – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля 1 поверхности вращения до базовой оси 2 в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 3.8, а). Это биение в основном является результатом отклонения от соосности исследуемой поверхности относительно базовой оси 2 и отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения. Если определяется разность наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка  $L$  до базовой оси 2 (рис. 3.8, а), то находят полное радиальное биение.

**Торцевое биение** – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси 2 (рис. 3.8, б). Оно является результатом совместного проявления отклонений от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее перпендикулярности относительно базовой оси.

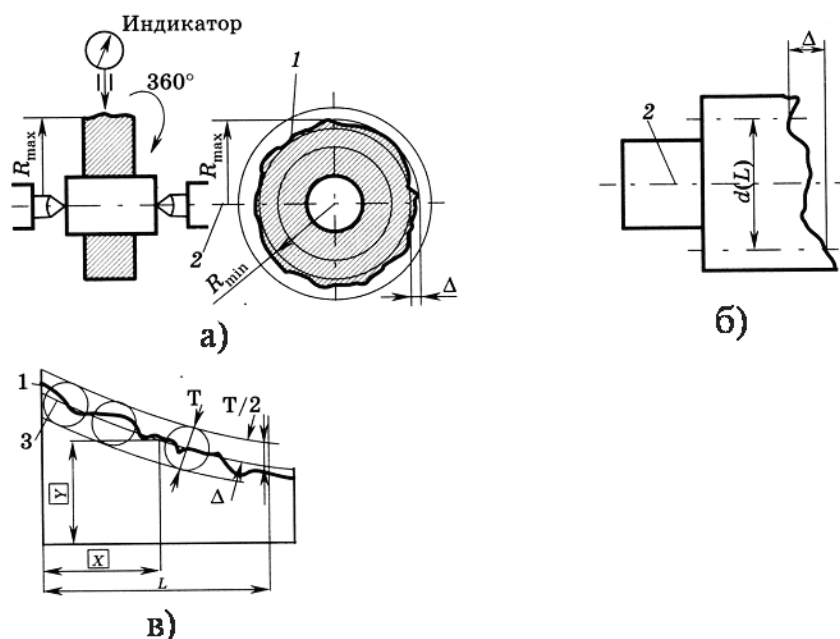


Рис. 3.8

Отклонение формы заданного профиля (поверхности) – наибольшее отклонение точек реального профиля 1 (поверхности) от номинального профиля 3 (поверхности), определяемое по нормали к номинальному профилю (поверхности) в пределах нормируемого участка. Полем допуска формы профиля является область, ограниченная двумя линиями, эквидистантными номинальному профилю 3 и полученными как огибающие семейства окружностей, диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении  $T$ , а центры их находятся на номинальном профиле 3 (рис. 3.8, в). Здесь  $[X]$  и  $[Y]$  – номинальные значения координат.

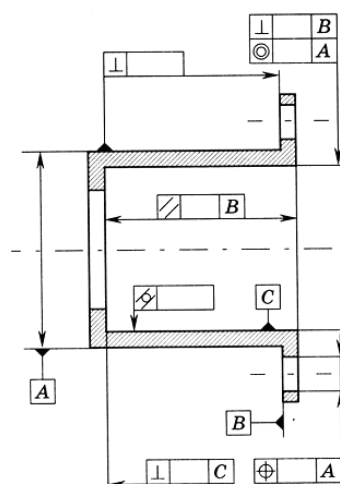


Рис. 3.9

Правила указания допусков формы и расположения установлены ГОСТом 2.308-79. Условные обозначения этих допусков приведены в табл. 3.3 (с. 132). Знак и числовое обозначение допуска, а также буквенное обозначение базы вписывают в прямоугольную рамку, разделенную на два или на три поля (рис. 3.9). На первом месте указывается знак, на втором – числовое значение допуска в миллиметрах, на третьем, если необходимо, – буквенное обозначение базы (баз) или поверхности, с которой связан допуск расположения. Рамка размещается горизонтально, и не допускается пересечение ее какими-либо линиями. Сплошная линия со стрелкой на конце соединяет рамку с элементом, к которому относится допуск. Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия является продолжением размерной; если допуск относится к общей оси (плоскости симметрии), то соединительную линию проводят к общей оси. Базу обозначают зачерненным треугольником и буквой. Если базой является ось или плоскость симметрии, треугольник располагают в конце размерной линии. Иногда треугольник базы соединяют линией с рамкой допуска.

Таблица 3.3

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Числовое значение допуска
Формы	Допуск прямолинейности	—	Ограничивает абсолютную величину отклонения
	Допуск плоскостности		
	Допуск цилиндричности		Ограничивает отклонение в радиусном выражении
	Допуск круглости	○	
Допуск профиля продольного сечения	≡		
Расположения	Допуск параллельности	//	Ограничивает предельное отклонение погрешности от базы
	Допуск перпендикулярности	⊥	
	Допуск наклона	∠	
	Допуск соосности		Ограничивает отклонение либо в диаметральном (∅ или T), либо в радиальном (R или T/2) выражении
	Допуск симметричности		
	Позиционный допуск		
	Допуск пересечения осей	×	
Суммарные формы и расположения	Допуск радиального биения		Ограничивает суммарное отклонение, показываемое индикатором при измерении
	Допуск торцового биения		
	Допуск биения в заданном направлении		
	Допуск полного радиального биения		То же
Допуск полного торцового биения			
Суммарные формы и расположения	Допуск формы заданного профиля		Ограничивает суммарное отклонение либо в форме T, либо T/2
	Допуск формы заданной поверхности		



### 3.5 Шероховатость поверхностей

Шероховатость поверхности – это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины  $l$ . Шероховатость относится к микрогеометрии поверхности и рассматривается на небольших участках (до нескольких квадратных миллиметров), поэтому протяженность длины базовой линии выбирают такой, чтобы на изменение высотных параметров неровностей не накладывалось влияние волнистости поверхности (рис. 3.10).

Базовая длина  $l$  – длина базовой линии, используемой для выделе-

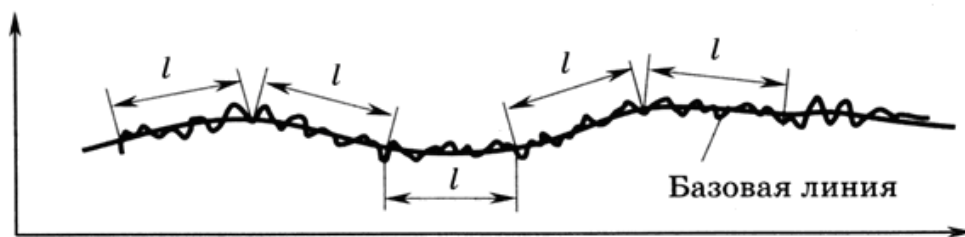


Рис. 3.10

ния неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. Шероховатость образуется вследствие пластического деформирования поверхностного слоя в процессе механической обработки. Реальный профиль получают в виде профилограммы при ощупывании исследуемой поверхности алмазной иглой. Изображение профиля на профилограмме является несколько утрированным в связи с разным увеличением по осям. Увеличение по вертикали (100-200000) на один-два порядка всегда больше увеличения по горизонтали (10-10 000). Типичная профилограмма представлена на рис. 3.11.

Оценивается шероховатость от средней линии профиля  $m$  – базовой линии, имеющей форму номинального профиля и проведенной так, что

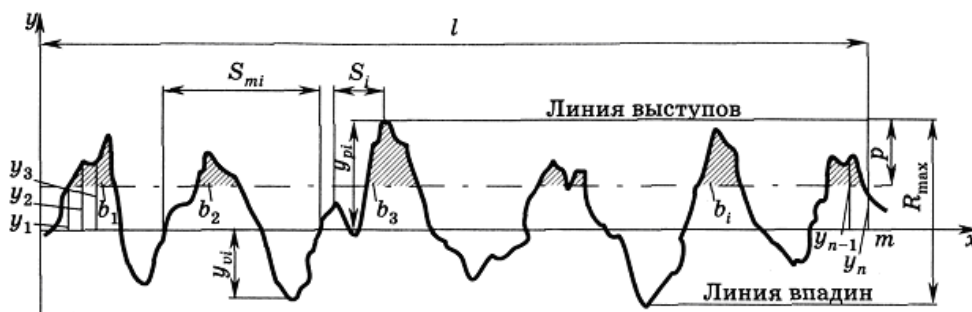


Рис. 3.11



в пределах базовой длины  $l$  среднее квадратичное отклонение профиля  $y_l$  от этой линии имеет минимальное значение  $\int_0^l y^2 dx = \min (y_i - \text{расстояние любой точки профиля до средней линии})$ . Средняя линия профиля является базой для определения числовых значений параметров шероховатости поверхности.

Установлено шесть параметров шероховатости (ГОСТ 2789-73): три высотные ( $R$ ), связанные с величинами выступов и впадин; два параметра шаговые ( $S$ ), связанные со значениями неровностей в направлении базовой длины, и один параметр опорный ( $t_p$ ), связанный с формой неровностей профиля.

Высота неровностей профиля по десяти точкам  $Rz$  – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля  $y_{vi}$  и глубин пяти наибольших впадин профиля  $y_{pi}$  в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right)$$

Среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$  – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля ( $y_i$ ) в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|,$$

где  $n$  – число выбранных точек профиля на базовой длине.

Наибольшая высота неровностей профиля  $R_{max}$  – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины. Линией выступов профиля является линия, проходящая через вершину наибольшего выступа и эквидистантная средней линии. Линия впадин проходит через низшую впадину на базовой длине и также является эквидистантной средней линии.

**Средний шаг неровностей профиля  $S_m$**  – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины.

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi},$$

где  $S_{mi}$  – шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее одноименными сторонами соседних неровностей;  $n$  – число шагов местных выступов профиля.

**Средний шаг местных выступов профиля  $S$**  – среднее значение шагов местных выступов профиля, находящихся в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$$

где  $S_i$  – шаг местных выступов профиля, который является отрезком линии между проекциями на нее наивысших точек соседних местных выступов профиля;  $n$  – число шагов местных выступов профиля.

**Относительная опорная длина профиля  $t_p$**  – отношение опорной длины профиля  $\eta_p$  к базовой длине  $l$  на заданном уровне сечения  $p$

$$t_p = \frac{\eta_p}{l},$$

где  $\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i$  – опорная длина профиля (сумма длин отрезков  $b_i$  на заданном уровне  $p$ ) (см. рис. 3.11);  $p$  – уровень сечения профиля, который определяет расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля.

В отечественной промышленности традиционно используются в основном параметры шероховатости  $R_a$  и  $R_z$ . Более полное представление о шероховатости дает параметр  $R_a$ , так как он определяется по большему числу точек профиля. Параметр  $R_z$  рекомендуется использовать при значениях высоты неровностей 320-10 и 0,1-0,025 мкм. В остальных случаях, которых большинство, шероховатость нормируют значениями  $R_a$ .

Значения шероховатости устанавливает конструктор в зависимости от точности изготовления, конструктивных особенностей и функционального назначения детали, для обеспечения заданного качества изделий. Если нет необходимости, требования к шероховатости поверхности не оговаривают и шероховатость этой поверхности не контролируют. Для неотчетливых поверхностей шероховатость определяется требованиями технической эстетики, коррозионной стойкостью и технологией изготовления. Требования к шероховатости поверхности устанавливают без учета дефектов поверхности (царапин, раковин и т. п.) и при необходимости их указывают отдельно.

В обозначении символ параметра шероховатости  $R_a$  указывается и дается числовое значение, например  $R_a0,63$ ; для остальных параметров шероховатости указывается соответствующий символ и числовое значение шероховатости, например  $R_z20$ ,  $R_{\max}6,3$ ,  $S_m0,1$ ,  $S0,32$ ,  $t_{40}60$ . Здесь указываются наибольшие допустимые значения параметров шерохова-

тости, наименьшие их значения не ограничиваются. При необходимости указания диапазона значений параметров шероховатости поверхности (наибольшего и наименьшего) в обозначении приводятся пределы этих значений, которые размещаются в две строки. Шероховатость обозначается для всех поверхностей деталей, выполняемых по данному чертежу, условным знаком с соответствующими числовыми значениями. Наиболее предпочтительным является знак, который не устанавливает вид обработки (рис. 3.12, а). Для поверхностей, получаемых удалением слоя материала (резанье, полирование, травление и т. п.), используют знак, приведенный на рис. 3.12, б. Если поверхность детали получают без снятия слоя материала (литье, штамповка, ковка, волочение и др.), то шероховатость обозначают знаком, показанным на рис. 3.12, в; поверхности, не обрабатываемые по данному чертежу, обозначаются этим же знаком. При необходимости шероховатость обозначают дополнительными условными знаками, указывающими вид обработки поверхности, направление неровностей, базовую длину (рис. 3.12, г). Ставится знак шероховатости непосредственно на линии контура детали, на размерной линии к этой поверхности или на полках выносных линий (рис. 3.12, д).

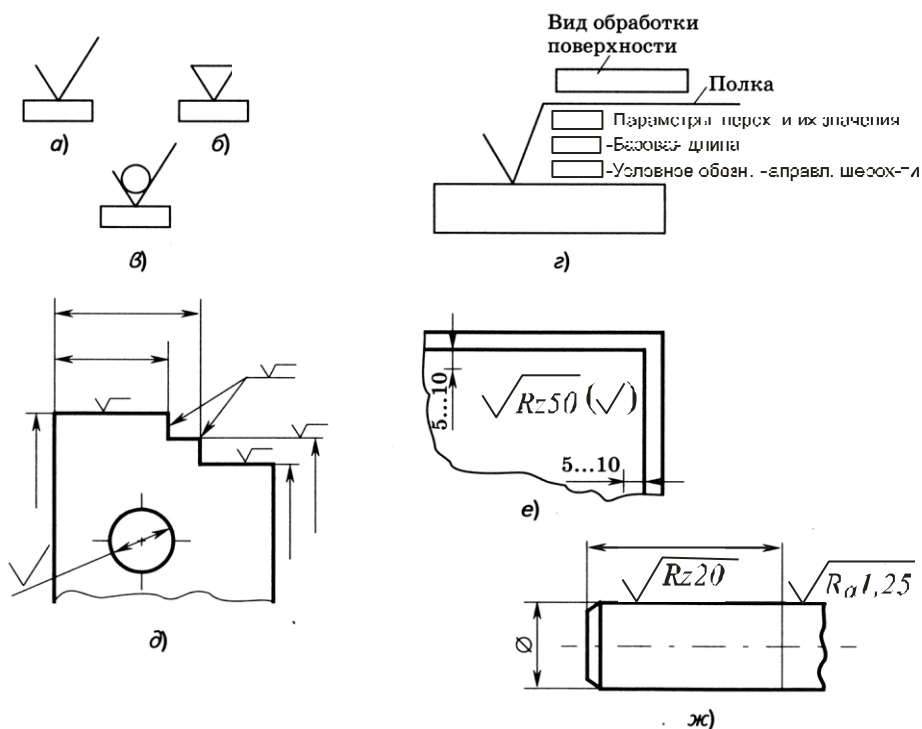


Рис. 3.12

При одинаковой шероховатости всех поверхностей детали знак выносится в правый верхний угол чертежа и на изображении детали не

указывается. Если обрабатываемые поверхности детали по шероховатости нормируются в различной степени, то в правый верхний угол чертежа выносится знак с параметрами шероховатости большинства поверхностей, а рядом с ним в скобках дается еще один знак шероховатости, но без указания параметров шероховатости (рис. 3.12, е). Этот дополнительный знак указывает на то, что на чертеже имеются поверхности с параметрами шероховатости, обозначенными непосредственно на изображении детали. Когда шероховатость одной поверхности детали на отдельных участках различна, эти участки разграничиваются сплошной тонкой линией с нанесением размеров и обозначением шероховатости (рис. 3.12, ж).

### 3.6 Конструкционные материалы

Ответственный момент процесса проектирования – выбор материалов для деталей и узлов механизмов, который осуществляется конструктором. Необходимо обеспечить работоспособность, надежность и выполнить некоторые специальные требования. Например, для механизмов авиационной и космической техники основными требованиями являются обеспечение минимальной массы и габаритных размеров; для деталей, работающих при трении скольжения, – износостойкости, при повышенных температурах – теплостойкости и др. Технологические характеристики материалов должны соответствовать способам получения заготовок (литье, штамповка, резанье) и виду производства (серийное или массовое). Важное значение имеет стоимость выбранного материала.

Основные характеристики конструкционных материалов:

– механические характеристики, к которым относятся прочностные показатели – предел прочности  $\sigma_b$ , предел текучести  $\sigma_T$  и предел выносливости  $\sigma_{-1}$ ; характеристики жесткости – модуль упругости  $E$  и модуль сдвига  $G$ ; характеристика сопротивления контактным напряжениям – поверхностная твердость HB, HRC; показатели пластичности – относительное удлинение  $\delta$  и относительное поперечное сужение  $\psi$ ; ударная вязкость  $a$ ;

– весовые показатели: плотность  $\rho$ , удельная прочность  $\sigma_b/\rho$  и удельная жесткость  $E/\rho$ ;

– свойства материалов, связанные с условиями эксплуатации деталей: износостойкость, косвенными показателями которой являются поверхностная твердость HB, HRC и допускаемое давление  $P$ ; фрикционные свойства, характеризующиеся коэффициентом трения  $f$ , допускаемым давлением  $P$  и относительной скоростью скольжения  $v_g$ ;

коррозионная стойкость; теплофизические свойства, определяемые температурным коэффициентом линейного расширения  $\alpha$ , теплопроводностью  $\lambda$ , удельной теплоемкостью  $c$ ;

– технологические характеристики – литейные свойства, обрабатываемость резаньем, возможность штамповки и сварки;

– экономические показатели – стоимость и дефицитность материалов.

К конструкционным материалам относятся стали, чугуны, легкие сплавы на основе алюминия и магния, медные сплавы, сплавы на основе тугоплавких металлов – титана, никеля, вольфрама и молибдена, баббиты – сплавы на основе мягких металлов свинца и олова, композиционные материалы, пластмассы, резина.

### 3.6.1 Стали

Сталь – сплав железа Fe с углеродом C, в котором углерода менее 2%; плотность стали  $\rho = 7,8 \text{ т/м}^3$ . По химическому составу стали подразделяются на углеродистые и легированные.

Углеродистые стали. Их выпускают общего применения и качественные. Стали общего применения обозначаются Ст2, Ст3 ..., по мере возрастания прочности; качественные стали – двузначными цифрами, показывающими содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода стали делятся на малоуглеродистые ( $C < 0,25\%$ ), например Сталь 20 ( $\sigma_b = 440 \text{ МПа}$ ); среднеуглеродистые ( $C = 0,25...0,6\%$ ), например Сталь 45 ( $\sigma_b = 580 \text{ МПа}$ ); высокоуглеродистые ( $C > 0,6\%$ ), например Сталь 65 ( $\sigma_b = 750 \text{ МПа}$ ). Содержание углерода определяет основные механические характеристики. С увеличением количества углерода возрастает прочность, но снижается пластичность.

Для придания сталям высокой прочности или других специальных свойств (теплостойкости, износостойкости, коррозионной стойкости и др.) в них добавляют легирующие элементы, которые обозначаются буквами: В – вольфрам, Г – марганец, М – молибден, Н – никель, Р – бор, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ф – ванадий, Ю – алюминий. Содержание элемента в процентах указывается цифрой после буквы; если цифра не проставлена, то содержание легирующего элемента составляет менее 1 %.

Качество стали зависит от содержания вредных примесей, и для их снижения применяют специальные виды плавок (электрошлаковый и электронно-лучевой переплавы, плазменно-дуговую плавку и др.) и в результате получают высококачественные стали, в конце обозначения которых ставится буква А. Углеродистые качественные и легированные

стали подвергают термической обработке, которая состоит из трех стадий: нагрева до требуемой температуры, выдержки при этой температуре и охлаждения с заданной скоростью. К основным видам термической обработки сталей относятся отжиг, нормализация, закалка и отпуск.

Детали, испытывающие максимальные напряжения на поверхности (изгиб, кручение, контактные напряжения), для повышения сопротивления усталости подвергают поверхностному упрочнению. Существуют следующие методы поверхностного упрочнения: механический, термический, химико-термический, лазерная закалка, ионная имплантация.

Механический метод. При механическом упрочнении в результате пластического деформирования тонкого поверхностного слоя создаются остаточные напряжения сжатия, которые вычитаются из растягивающих напряжений от внешних нагрузок, сопротивление усталости возрастает в 1,4-2,0 раза. Для тел вращения поверхностный наклеп создается обкаткой на токарных станках, в деталях произвольной формы – обдувкой дробью на дробометных машинах.

Термический метод. В основном применяется закалка ТВЧ, при которой токами высокой частоты разогревается и упрочняется тонкий поверхностный слой, а сердцевина детали остается вязкой. Толщина упрочняемого слоя составляет 0,5-1,0 мм, поверхностная твердость – HRC 50-55, сопротивление усталости повышается в среднем в 1,5 раза.

Химико-термические методы. К ним относятся цементация и азотирование. Цементация – самый распространенный метод, применяемый для таких деталей, как зубчатые колеса, кулачки, валы, специальные роликовые подшипники, от которых требуется высокая поверхностная твердость, износостойкость, усталостная прочность и контактная выносливость. Цементированию подвергаются углеродистые и легированные стали с содержанием углерода до 0,25%. В результате насыщения стали углеродом получают цементированный слой толщиной 0,8-2,5 мм и поверхностной твердостью HRC 56-62. После цементации сталь подвергают закалке и низкому отпуску, при этом сердцевина имеет достаточную прочность и высокую вязкость.

Азотирование (насыщение поверхности азотом) повышает коррозионную стойкость в атмосферных условиях и их поверхностную твердость. Перед азотированием сталь подвергают закалке и высокому отпуску, после азотирования изделие шлифуют. Толщина азотируемого слоя 0,3-0,5 мм. Азотированная сталь обладает высокой износостойкостью и усталостной прочностью.

Лазерная закалка. Ее применяют для упрочнения поверхностных слоев. Она заключается в том, что под действием излучения расплавля-

ется очень тонкий слой и быстро затвердевает, получая новые свойства. Преимущества лазерной обработки по сравнению с традиционными методами состоит в возможности обработки ограниченных участков деталей на заданную глубину, в том числе труднодоступных мест деталей сложной конфигурации.

**Ионная имплантация.** Метод заключается в бомбардировке поверхности детали ионами различных химических элементов (углерода, азота, бора, титана), которая приводит к изменению структуры и химического состава поверхностного слоя, обеспечивает повышение микротвердости и выносливости в несколько раз. Применяют ее для повышения стойкости режущего инструмента.

**Легированные стали.** Их применяют для изготовления деталей высоконагруженных ответственных механизмов, к которым предъявляются требования повышенной прочности или специальных свойств: теплоустойчивости, коррозионной стойкости, износостойкости и др.

**Хромистые стали (20Х, 40Х, 15ХА, 38ХА).** Они имеют повышенные характеристики прочности и износостойкости при относительно невысокой стоимости. При содержании хрома свыше 13% (2Х13, 4Х13) стали являются коррозионностойкими.

**Хромоникелевые стали (12ХН3А, 12Х2Н4А).** Эти стали сочетают в себе повышенную прочность и износостойкость с высокой вязкостью, которая является характеристикой сопротивления ударным воздействиям. Добавки молибдена или вольфрама (18Х2Н4ВА, 40ХНМА, 25ХНВА) повышают механические характеристики. Они применяются для ответственных деталей, например валов редукторов, зубчатых колес, болтов, шпилек. Однако они имеют повышенную стоимость из-за содержания в них более дорогих легирующих элементов (Ni, Mo, W).

**Хромокремне марганцевые стали (20ХГСА, 30ХГСА, 35ХГСА).** Такие стали не содержат дорогих легирующих добавок и обладают повышенной прочностью при относительно высокой технологичности. Они используются в сварных конструкциях и при обработке деталей резанием.

**Хромоалюминиевые стали (38Х2ЮА) и с добавлением молибдена (38Х2МЮА).** Их используют для азотируемых деталей. Борированные стали (20ХГР, 27ХГР, 20ХГНР) с содержанием бора 0,001-0,003% применяют в деталях, работающих при трении скольжения. В узлах трения образуется самосмазывающаяся пленка, что повышает износостойкость в 10-20 раз.

В табл. 3.4 приведены марки, механические характеристики и область применения некоторых марок углеродистых и легированных сталей.

Таблица 3.4

Марка стали	Термообработка	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	НВ, (HRC)	Примеры применения
45, 45А	Нормализация	590	315	255	180	Стаканы подшипников качения, штифты, болты, винты, шпильки, гайки, валы, полумуфты и др.
	Термоулучшение	690	490	325	220	
	Закалка, средний отпуск	880	635	390	270	
	Закалка ТВЧ	880	635	390	(52)	
65	Закалка, средний отпуск	980	635	490	290	Пружины, рессоры, диски и др.
65Г		1470	1270	580	440	То же и пружинные шайбы, стопорные кольца
10, 10А	Нормализация	335	205	157	130	Отгибные шайбы, шплинты, регулировочные прокладки, заклепки, гнутые детали
15, 15А		370	225	175	137	
20, 20А	Нормализация	410	245	195	145	Гнутые, сварные и штампованные детали, крепежные детали
45Л	Нормализация	540	295	235	153	Станины, корпуса, муфты, водила, рычаги и др.
38ХА	Закалка, высокий отпуск	930	785	420	300	Зубчатые колеса, червяки, звездочки, валы и оси, водила
15ХА	Закалка, низкий отпуск	685	490	315	220	Холодные винты, кулачки, пальцы,



						вилки, болты, винты, гайки и др.
	Цементация, закалка, низкий отпуск	685	490	390	(56)	
30X ГС А	Нормализованная	685	490	360	230	Клепаные и тонкостенные узлы из листов труб, качалки, рычаги, оси, валы, стаканы подшипников, зубчатые колеса и др.
	Термоулучшение	910	765	440	290	
	Поверхностная закалка, ТВЧ, высокий отпуск	1080	830	470	320	
	Закалка, низкий отпуск	1660	1560	570	(50)	
20X НЗ А	Закалка, высокий отпуск	930	735	410	280	Высокоответственные и высоконапряженные детали, испытывающие вибрационные и динамические нагрузки, обладающие повышенной термостойкостью и прокаливаемостью
12X НЗ А	Цементация, поверхностная закалка, низкий отпуск	930	735	520	(56)	
	Термоулучшение	880	685	350	260	
	Закалка, низкий отпуск	930	735	370	280	
	Цементация, низкий отпуск	930	735	490	(56)	

18X 2Н4 МА	Закалка, высокий отпуск	1030	785	510	290	
	Закалка, низкий отпуск	1130	835	550	320	
	Цементация, закалка, низкий отпуск	1175	980	610	560	
	Азотация после закалки и высокого отпуска	1030	785	570	(58)	
38X 2Ю	Закалка, отпуск	900	750	430	210	Азотируемые и силовые детали, работающие на износ и выносливость
	Азотирование				(50)	
38X 2М ЮА	Закалка, отпуск	1000	850	500	260	
	Азотирование				(50)	

### 3.6.2 Чугуны

*Чугун – сплав железа с углеродом, в котором углерода более 2%. Плотность  $\rho = 6...7,8 \text{ т/м}^3$ . Самый дешевый металлический конструкционный материал, имеющий хорошие литейные и антифрикционные свойства. Чугуны делятся на серый, ковкий и высокопрочный.*

В сером чугуне (СЧ15, СЧ20, СЧ45) углерод находится в форме графита. Благодаря низкой стоимости его широко применяют для изготовления корпусных деталей сложной формы, получаемых литьем, при отсутствии жестких требований к габаритам и массе. В станкостроении масса чугунных деталей составляет 60...80%. Недостатком серых чугунов является малая прочность и ударная вязкость, повышенная хрупкость (остаточное удлинение при разрыве  $< 0,3\%$ ). Цифра в обозначении серого чугуна показывает значение предела прочности, например предел прочности СЧ20 составляет 200 МПа.

Ковкий чугун получают путем отжига отливок из белого чугуна, в котором весь углерод находится в связанном состоянии (высокоуглеродистая фаза находится в виде цементита). Он характеризуется более высокими значениями предела прочности, модуля упругости и пластичности. Название «ковкий» условное, заготовки, так же как и из серого чугуна, получают только литьем. Применяют его для литых деталей, допускающих случайную ударную нагрузку.

Обозначается буквами КЧ и значениями  $\sigma_b$  и  $\delta$ . Например, КЧ50-5, означает ковкий чугун с пределом прочности 500 МПа и относительным остаточным удлинением при разрыве 5% .

Высокопрочные чугуны получают добавлением легирующих элементов (*Cr*, *Mg* и др.) и могут подвергаться поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и упрочнением наклепом, чугуны с присадкой *Al* поддаются азотированию. Из высокопрочных чугунов изготавливают ответственные тяжелонагруженные детали, например коленчатые валы, которые по прочности не уступают кованным и штампованным валам из углеродистых и низколегированных сталей, а по износостойкости превосходят их.

### 3.6.3 Легкие сплавы

К этой группе материалов относятся сплавы на основе алюминия *Al* (плотность  $\rho = 2,6...3,0 \text{ т/м}^3$ ) и ( $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$ ).

В авиационной и космической технике их широко применяют для изготовления корпусных деталей; в общем машиностроении – для изготовления быстроходных деталей (поршней, ползунов), совершающих качательное или возвратно-поступательное движение, чтобы уменьшить возникающие при этом динамические нагрузки, а также для крышек и кожухов, с целью облегчения обслуживания.

По технологии изготовления алюминиевые сплавы делятся на литейные и деформируемые.

Литейные сплавы. По назначению литейные сплавы условно можно разделить на три группы:

- 1) сплавы, отличающиеся высокой герметичностью (АЛ2, АЛ4, АЛ9, АЛ34 и др.);
- 2) высокопрочные жаропрочные сплавы (АЛ3, АЛ5, АЛ19, АЛ33 и др.);
- 3) коррозионно-стойкие сплавы (АЛ8, АЛ22, АЛ24 и др.).

В основном применяются сплавы первой группы на основе *Al + Si*, называемые силуминами. Они содержат кремния 10-13%, отличаются высокими литейными свойствами, удовлетворительной коррозионной стойкостью, могут длительно работать при температурах 150-200 °С.

Поверхности деталей защищают анодированием или лакокрасочными покрытиями. Сплав АЛ2 применяют для изготовления герметичных деталей; АЛ4, АЛ5 – для средних и крупных деталей ответственного назначения; АЛ34 – для сложных по конфигурации корпусных деталей, работающих под большим давлением газа или жидкости.

Жаропрочные сплавы (на основе  $Al + Si + Cu + Mg$ ) выдерживают температуры до 250-300 °С. Сплав АЛ5 используют для головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением и других деталей, работающих при температуре не выше 250 °С; АЛЮ – для ответственных деталей, работающих в условиях повышенных статических и ударных нагрузок при низких температурах и повышенных (до 300 °С).

Сплавы на основе  $Al + Mg$  имеют низкую плотность, высокую коррозионную стойкость в атмосферных условиях, морской воде и щелочных растворах. Эти сплавы хорошо обрабатываются резаньем. Недостатком сплавов АЛ8, АЛ27 является низкая жаропрочность – рабочие температуры не выше 80 °С.

Деформируемые алюминиевые сплавы. Эти сплавы поставляются в виде фасонного профиля, листового проката, проволоки и труб. Основное применение имеют сплавы на основе  $Al + Cu + Mg$ , называемые дуралюминами (Д1, Д16, Д18, В65, ВД17). Они упрочняются термической обработкой, имеют высокие характеристики прочности и пластичности. Сплав Д1 применяют для лопастей воздушных винтов, узлов креплений строительных конструкций; Д16 – для силовых элементов конструкций самолетов (шпангоуты, нервюры, лонжероны, тяги управления); В65, Д18 – для заклепок; ВД17 – для лопаток компрессоров газотурбинных двигателей, работающих при температуре до 250 °С. Дуралюмины хорошо свариваются точечной сваркой, удовлетворительно обрабатываются резаньем.

Жаропрочные сплавы типа АК4–1 (на основе  $Al + Cu + Mg + Fe + Ni$ ) хорошо деформируются в горячем состоянии, обрабатываются резаньем, удовлетворительно соединяются контактной сваркой. Их применяют для изготовления деталей реактивных двигателей (крыльчатки центробежных насосов, диски и лопатки компрессоров), работающих при температурах до 350 °С.

Высокопрочные сплавы В95, В96Ц1 (на основе  $Al + Zn + Mg + Cu$ ) имеют высокие значения предела прочности и применяются для конструкций, работающих в основном в условиях напряжений сжатия (силовые детали обшивки самолета, стрингеры, лонжероны, шпангоуты и т. п.). Механические характеристики некоторых марок алюминиевых сплавов приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Марка сплава	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	Твердость, НВ
Литейные сплавы				
АЛ2	170	80	6	50
АЛ4	260	200	4	70
АЛ9	200	110	4	5
АЛ3	330	280	3	90
АЛ5	250	180	1	75
АЛ8	320	170	11	70
АЛ19	320	220	12	90
Деформируемые сплавы				
Д1	410	250	10	–
Д16	450	320	19	–
Д18	160	60	25	–
АМг3	230	120	25	–
АМг5П	270	150	23	–
АМц	150	120	22	–
АК8	450	400	8	–
АД33	230	120	19	–
В95	500	400	5	–
АК4	320	–	8	–

### 3.6.4 Медные сплавы

Сплавы на основе меди делятся на бронзы и латуни.

*Бронзы.* Бронзы – это медные сплавы, в которых легирующими элементами являются различные металлы, кроме цинка. К ним относятся литейные бронзы и бронзы, обрабатываемые давлением, – алюминиевые, бериллиевые, кремнистые и др. Они обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами, хорошими технологическими свойствами, хорошо обрабатываются резаньем. Благодаря этим свойствам бронзы широко применяются в узлах трения скольжения: подшипниках, направляющих, червячных и винтовых колесах, гайках ходовых винтов, являясь основным, но дорогостоящим (примерно в 10 раз дороже стали) антифрикционным материалом. В обозначения марки бронзы входят буквы Бр и основных компонентов (А – алюми-

ний, Б – бериллий, Ж – железо, К – кремний, Мц – марганец, Н – никель, О – олово, Ц – цинк, Ф – фосфор), а также цифры, указывающие процентное содержание этих элементов.

Оловянные бронзы (БрОФб.5–0.15 и др.) с содержанием олова 3–10% используют в подшипниках при высоких скоростях скольжения, однако применение их ограничено ввиду высокой стоимости олова; безоловянные литейные (БрА9Мц2Л, БрА9Ж4Л, БрА10Ж4Н4Л и др.) – для изготовления фасонных отливок. Бронзы безоловянные деформируемые выпускаются 13 марок. Они имеют более высокие характеристики прочности и твердости. Алюминиевые бронзы (БрА7) с содержанием алюминия 6–8% предназначены для изготовления упругих элементов – пружин, мембран, сильфонов; алюминиевые с добавлением железа (БрАЖЭ-4), марганца (БрАМцЮ-2) и никеля (БрАЖНЮ-4-4) применяют как антифрикционный материал при высоких давлениях для шестерен, червячных колес, гаек, направляющих втулок, седел клапанов и т. п.

*Латуни.* Латуни представляют собой сплав меди с цинком (двойные латуни) с добавлением алюминия, железа, марганца, свинца, никеля (сложные латуни). Поставляются литейные латуни в виде чушек, деформируемые – в виде прутков, лент, проволоки, труб. Их применяют для изготовления арматуры, втулок, пружин в приборостроении, в электромашиностроении, химической аппаратуре, холодильном оборудовании.

Двойные латуни обозначаются буквой Л и цифрой, указывающей содержание меди. В обозначении сложных латуней добавляются буквы, определяющие другие компоненты и цифры, выражающие их среднее процентное содержание. Некоторые марки бронз и латуней, их механические свойства приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Марка сплава	$\sigma_{\text{в}}$ , МПа	$\sigma_{\text{т}}$ , МПа	$\delta$ , %
Бронзы			
БрОФб.5-0.15	420	300	–
БрОЦ4-3	440	310	–
БрАЖ9-4	440	340	–
БрАМц9-2	500	–	15
БрАЖН10-4-4	650	–	5
БрА9Мц2Л	392	–	20
БрА9Ж3Л	490	–	12

Латуни			
ЛАЖ60-1-1Л	420	–	18
ЛА59-1Л	200	–	6
Л63	300	–	30
ЛЖС58-1-1	300	–	20
ЛМц58-2	400	–	20

### 3.6.5 Баббиты

Баббиты – это сплавы на основе олова и свинца с добавлением кальция, сурьмы, меди, кадмия, никеля и т.д. Их применяют в качестве антифрикционного материала для вкладышей подшипников скольжения. Они имеют низкий коэффициент трения при граничной смазке (0,004-0,006), высокую теплопроводность, хорошо прирабатываются, способны работать при попадании в зазор подшипника небольшого количества абразивных частиц. Недостатком баббитов является высокая стоимость (в 20 раз и более превышает стоимость качественных сталей) и низкое сопротивление усталости, особенно при температуре выше 100°С.

Обозначаются баббиты буквой Б и цифрой, указывающей содержание олова в процентах или буквой, показывающей дополнительные компоненты. Делятся баббиты на оловянные с содержанием олова более 70% и с добавками сурьмы и меди (Б89, Б83); свинцово-оловянные с содержанием свинца 65-75%, олова 10-15% и добавками сурьмы (Б16, БН, БТ); свинцовые с содержанием свинца более 80% (БС6, БКА).

### 3.6.6 Титановые сплавы

Титан – серебристый металл, обладающий высокой прочностью и небольшой плотностью ( $\rho = 4,5 \text{ т/м}^3$ ). По распространению в земной коре он занимает четвертое место после алюминия, железа и магния. Титановые сплавы коррозионностойкие, немагнитные, удовлетворительно обрабатываются резанием, прокатываются и штампуются при обычных температурах, хорошо свариваются, обладают высокой прочностью в условиях глубокого холода, сохраняя при этом достаточную пластичность. По абсолютной прочности они уступают легированным сталям,

но по удельной прочности существенно превосходят их. Они применяются вместо сталей, где необходимо уменьшить массу конструкций. Титановые сплавы широко используют:

- в авиационной и космической технике для изготовления деталей, работающих при повышенных температурах до 450- 500°С;
- в криогенной технике в качестве материала атомных реакторов;
- в химической промышленности для изготовления емкостей с агрессивными средами;
- в судостроении.

К недостаткам титановых сплавов относятся низкие теплопроводность и модуль упругости ( $1,1 \cdot 10^5$  МПа), высокая стоимость производства.

Основным легирующим элементом титановых сплавов является алюминий (до 7%), который повышает прочность, модуль упругости, жаропрочность и жаростойкость, уменьшает плотность; другими легирующими добавками являются молибден, марганец, цирконий, ванадий, хром, железо и др.

По технологии производства сплавы подразделяются на деформируемые и литейные. Некоторые деформируемые сплавы допускают упрочнение термической обработкой. Выпускают полуфабрикаты титановых сплавов в виде прутков, труб, профилей, проволоки, поковок, литья. В табл. 3.7 приведены некоторые марки и характеристики титановых сплавов.

Таблица 3.7

Марка сплава	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\delta$ , %
Деформируемые сплавы			
BT5	700-950	600-850	–
BT6	1100-1150	1000-1050	–
BT9	1140-1300	1000-1150	–
BT16	1250-1450	1100-1200	–
Литейные сплавы			
BT1	400-600	–	15-23
BT5Л	700-900	–	6-12
BT3-1Л	1000-1100	–	4-6
BTЛ1	900-1000	–	5-10
BT21Л	1000-1100	–	4-7



### **3.6.7 Никелевые сплавы**

Никелевые сплавы широко применяются в авиационной технике для изготовления дисков, лопаток и камер сгорания газовых турбин, работающих при температурах 700-1100°C. В качестве легирующих элементов в большинстве никелевых сплавов используют хром (10-20%), титан (8%), алюминий, молибден, вольфрам, тантал и др. Наиболее распространенными литейными сплавами для рабочих и сопловых лопаток турбин являются сплавы ЖС6К, ЖС6У, ЖС6Ф, ВЖЛ12У, которые отличаются высокой жаропрочностью, увеличенным сопротивлением ползучести. Жаропрочность литейных сплавов на 50-100°C выше, чем деформированных. Из деформируемых жаростойких никелевых сплавов широко применяются ХН78Т, ХН75МБТЮ, ХН60ВТ в виде листовых материалов для изготовления жаровых труб и камер сгорания.

### **3.6.8 Сплавы тугоплавких металлов**

К тугоплавким относят металлы с температурой плавления свыше 1800°C – ниобий, хром, молибден, вольфрам, тантал. Эти металлы имеют высокую прочность и жаропрочность, коррозионную стойкость, низкий коэффициент линейного расширения.

Общим недостатком тугоплавких металлов является низкая жаростойкость, что требует нанесения специальных защитных покрытий, невысокая технологичность; плохая обработка резанием. Их применяют в авиационной, ракетной, космической, атомной технике для изготовления деталей, работающих при температурах 1000-1400 °С. Тугоплавкие металлы относятся к редким, поэтому используются как конструкционный материал только в тех случаях, когда невозможно применение других материалов.

### **3.6.9 Композиционные материалы**

К композиционным материалам (КМ) относятся армированные различными наполнителями сплавы металлов и полимеры. По форме наполнителя различают КМ, армированные частицами 1, волокнами 2 и слоями 3 (рис. 3.13).

Материалы, упрочненные частицами, размером 10 мкм, с объемной долей упрочняющей фазы до десятков процентов получают методом порошковой металлургии. Примером отечественных дисперсно-упрочненных КМ являются материалы ВДУЛ, ВДУ-2, в которых матрицей является сплав никеля, а дисперсными упрочнителями – частицы оксидов тория и гафния (с содержанием до 5%), которые применяют при температурах 1100-1200 °С.

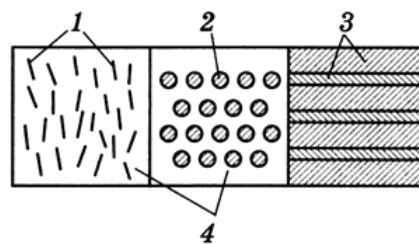


Рис. 3.13

Для элементов конструкций летательных аппаратов используются КМ на основе алюминия, упрочненного частицами  $Al_2O_3$  (типа САП). Эти материалы соединяются клепкой и сваркой.

В КМ, армированных волокнами, используют проволоку из стали, вольфрама, молибдена, титана и других металлов, а также стекловолоконно, волокна углерода, бора, оксида алюминия. Металлические КМ получают прокаткой или волочением. Наиболее распространены КМ на основе алюминиевых сплавов, армированных стальной проволокой (КАС,  $\sigma_b \leq 1000$  МПа). Прочность таких КМ повышается в 3-4 раза. В интервале температур 20-500°С превосходит по характеристикам прочности и жесткости алюминиевые сплавы.

Сплавы на основе магния армируют волокнами бора до 30% ( $\sigma_b = 970$  МПа) и нитевидными кристаллами карбида кремния до 10% ( $\sigma_b = 400$  МПа). Армирование сплавов магния сопряжено с технологическими трудностями из-за плохой свариваемости и деформируемости.

Слоистые КМ состоят из слоев или пластин различных материалов, соединенных прочной связью. Такие материалы обладают износостойкостью и коррозионной стойкостью, высоким сопротивлением удару, хорошими тепловыми и электрическими характеристиками. Их используют, например, в атомной энергетике для изготовления сосудов высокого давления, термостатов, а также в других отраслях машиностроения.

Композиционные материалы на неметаллической основе состоят из армирующей части (наполнителя) и связующего, в качестве которого используются термореактивные смолы – эпоксидные, кремнийорганические, формальдегидные, полиамидные и некоторые термореактивные. Эти материалы по удельной прочности и жесткости в несколько раз превосходят традиционные материалы. Например, долговечность лопастей вертолета из КМ на полимерной основе в несколько раз выше, чем из металлических материалов. В качестве наполнителя используются

тонкие волокна стекла (стеклопластик), бора (боропластик), углерода (углепластик) и волокна органических материалов).

### 3.6.10 Неметаллические материалы

К неметаллическим конструкционным материалам относятся пластмассы, резина, композиционные материалы на неметаллической основе.

*Пластмассы.* Их получают на основе синтетических или природных высокомолекулярных органических соединений. Для повышения свойств пластмасс в их состав вводят соответствующие легирующие добавки, которые противодействуют старению, повышают пластичность и сопротивление усталости, снижают горючесть, придают желаемый цвет и т.д. Пластмассы обладают исключительными технологическими свойствами: неограниченностью ресурсов сырья, высокопроизводительными методами изготовления деталей в серийном производстве. Трудоемкость изготовления деталей из пластмасс без снятия стружки в 5-10 раз меньше, чем механических изделий. Для большинства пластмасс характерны: низкая плотность ( $\rho = 1,1-2,3 \text{ т/м}^3$ ), высокая удельная прочность и жесткость, химическая и радиационная стойкость, тепло- и электроизоляционная способность, для отдельных видов пластмасс высокие антифрикционные и хорошие оптические свойства, шумопоглощающие и вибропоглощающие свойства.

Пластмассы подразделяются на термопласты и реактопласты. Термопласты способны многократно размягчаться. К ним относятся полиэтилен, винипласт, полиметилметакрилат (оргстекло), полиамид, ряд марок фторопласта. Реактопласты при повышении температуры необратимо отверждаются и не могут быть использованы повторно.

Недостатки: низкая теплостойкость, старение, холодная ползучесть под действием нагрузки, зависимость механических характеристик от температуры, длительности нагружения и скорости деформирования. Под старением понимают процесс необратимого изменения строения и состава, приводящего к изменению свойств.

*Резина.* Ее изготавливают на основе синтетического или натурального каучука и обладает ценными свойствами. Ей свойственны высокая упругость и способность поглощать энергию колебаний. Она хорошо сопротивляется истиранию и многократному растяжению и сжатию, является диэлектриком, стойка против воздействия масел, жидкого топлива. Для повышения прочности резину армируют текстильными волокнами и стальными элементами (стальной лентой, проволокой). Из нее изготавливают шины, амортизаторы, упругие элементы муфт, ремни, уплотнения, электроизоляционные детали, шланги, трубки и др. Неко-

торые марки резины используются в изделиях пищевой промышленности (резина «пищевая»).

Резина в твердом состоянии с большим содержанием серы (до 50%) называется **эбонитом**. Благодаря высоким диэлектрическим свойствам этот материал широко используется в электротехнической промышленности.

Губчатая резина с открытыми сообщающимися порами применяется в качестве защитных амортизирующих подушек, в защитных шлемах, для изготовления сидений в самолетах, автомобилях и т. д.

## Глава 4 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1 Общие сведения

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины (рис. 4.1). Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительными органами машины связана с решением различных задач. Например, в автомобилях и других транспортных машинах требуется изменять значение скорости и направление движения, а на подъемах и при трогании с места в несколько раз увеличивать вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнить эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается (глохнет). Подобно автомобильному, слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе и большинство электродвигателей.



Схема машины: М-двигатель,  
ПМ-передаточный механизм,  
ИО-исполнительный орган машины

Рис. 4.1

Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

В некоторых случаях регулирование двигателя возможно, но нежелательно по экономическим причинам, так как двигатели имеют низкий к.п.д. за пределами нормального режима работы.

Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности; оказывается экономически целесообразным применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи. Роль понижающей передачи в современном машиностроении значительно возросла в связи с широким распространением быстроходных двигателей.

По способу передачи движения от ведущего звена к ведомому различают передачи:

– трением: с непосредственным контактом – фрикционные, с гибкой связью – ременные;

– зацеплением: с непосредственным контактом – зубчатые, червячные, с гибкой связью – цепные. К зубчатым передачам относятся цилиндрические, конические, планетарные, волновые и др.

Зубчатые передачи получили большое распространение в России и за рубежом благодаря их достоинствам по сравнению с другими механическими передачами. Передача вращающего момента в зубчатой передаче осуществляется благодаря давлению зубьев, находящихся в зацеплении, одного колеса на зубья другого.

По взаимному расположению валов механические передачи могут быть с параллельными (у цилиндрических рис. 4.2, а-в), пересекающимися (у конических передач рис. 4.2, г, д) и со скрещивающимися (у червячных передач рис. 4.2, е) осями.

По характеру движения валов различают механизмы с неподвижными осями валов и подвижными осями валов в планетарных передачах. В последних движение колес-сателлитов, установленных на подвижных валах, похоже на Движение планет.

Механические передачи также бывают: с постоянным передаточным числом (редукторы, мультипликаторы); с переменным передаточным числом: ступенчатые – коробки передач и бесступенчатые – вариаторы. Коробки передач позволяют настраивать ряд частот вращения выходного вала, а вариаторы – плавно изменять передаточное отношение.

В ряде конструкций механизмов возникает необходимость фиксировать неподвижность выходного звена под нагрузкой или при отсутствии движения на входе. Свойство механизма, при котором движение передается только в одном направлении, называется необратимостью движения или самоторможением. Соответствующие устройства используются в грузоподъемных машинах.

#### **4.1.1 Привод**

Привод – устройство для приведения в действие машин и механизмов. Он состоит из двигателя (источник энергии), передаточного механизма и системы управления (СУ), которая управляет работой привода и обычно включает электротехнические и электронные устройства. В дальнейшем будут рассматриваться лишь две части привода – передаточный механизм с двигателем.

Редуктор – передаточный механизм, служащий для понижения частоты вращения, увеличения вращающего момента, а иногда и пространственной ориентации элементов, выполненный в виде отдельного агрегата. Он является промежуточным звеном между входным зве-

ном – двигателем и выходным – исполнительным органом, которым может быть колесо, рука робота, винт, шнек и др. Назначение редуктора – обеспечить согласование параметров (кинематических, силовых и геометрических) между двигателем и исполнительным органом. Редукторы широко применяют в промышленности.

*Мультипликатор – механизм, повышающий частоту вращения.* На рис. 4.3, а показана схема привода, состоящего из редуктора Р с электродвигателем Д, где  $n_6$ ,  $n_7$  – частота вращения быстроходного и тихоходного валов. Редуктор соединен с двигателем с помощью муфты М, которая передает вращающий момент от двигателя к выходу через цилиндрические зубчатые колеса  $z_i$  и валы. Валы В передачи имеют опоры, которыми являются подшипники качения или скольжения П. В передачи входят колеса с числом зубьев  $z_i$ . При необходимости получения поступательного движения выходного звена можно ис-

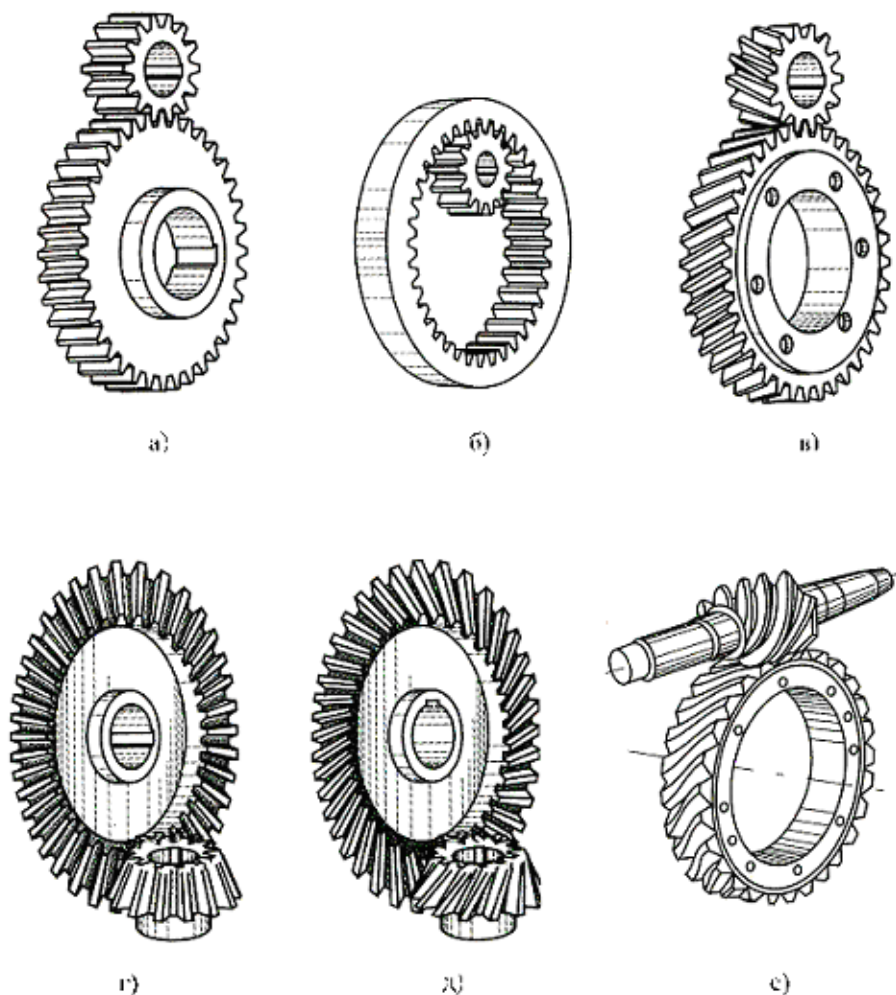


Рис. 4.2

пользовать другой

вариант последней ступени – передачу винт-гайка.

Существуют различные типы редукторов, которые получили на звание в зависимости от того, какие передачи и какое количество ступеней они имеют.

Одна ступень состоит из пары зубчатых колес. На рис. 4.3, б приведен цилиндрический редуктор (с цилиндрическими зубчатыми колесами), на рис. 4.4, в – конический (с коническими зубчатыми колесами), на рис. 4.3, г – червячный (с червяком и червячным колесом), комбинированный, например коническо-цилиндрический редуктор (рис. 4.3, д). При малых передаточных отношениях (у цилиндрических с  $i < 6$ , 3...8) используют одноступенчатые редукторы (с одной парой



зубчатых колес, см. рис. 4.3, б), а при больших ( $u$  цилиндрических с  $6,3 < i < 64$ ) двухступенчатые (с двумя парами колес, рис. 4.3, е). Применение в последнем случае вместо двухступенчатой передачи одноступенчатой привело бы к увеличению массы редуктора. При больших значениях передаточных отношений применяют передачи с большим числом ступеней. На рис. 4.3, о показан редуктор *развернутой* схемы, а на рис.4.3, е *соосной*, когда оси I и III валов совпадают. Редукторы соосной схемы более компактные, чем развернутой. Масса и габаритные размеры передачи уменьшаются при применении *многоступенчатых* передач, что используется, например, в планетарных механизмах.

#### 4.1.2 Основные характеристики редуктора

К ним относятся передаточное число  $u = \frac{n_6}{n_T}$ , номинальный вращающий момент на тихоходном (выходном) валу, КПД, габаритные размеры и масса.

Характеристики стандартных редукторов приведены в специальных справочниках, а некоторые из них представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Тип передачи	кпд, $\eta$	Передаточное число, $u$	Относительная масса, $q$
Зубчатая цилиндрическая	0,96–0,98	1–8	1
Зубчатая коническая	0,95–0,97	1–4	1,5
Червячная	0,4–0,84	16–80	2
Цепная	0,92–0,95	1–7	5
Ременная	0,94–0,96	1–7	2,5
Планетарная	0,9–0,95 (0,7–0,8)	6–13 (50–200)	0,5
Волновая	0,8–0,9	80–300	0,3

Технический уровень редуктора определяется *коэффициентом массового совершенства*  $\gamma = \frac{m}{T_{в\text{ых}}}$  – отношением массы редуктора  $m$  к

вращающему моменту на выходе  $T_{\text{вых}}$ . В промышленности при низком уровне совершенства  $\gamma > 0,2$ , а при высоком уровне  $\gamma < 0,06$ . У широко распространенных редукторов, рабочая поверхность зубьев колес которых упрочнена (цементацией, азотированием и др.),  $\gamma = 0,03...0,05$ .

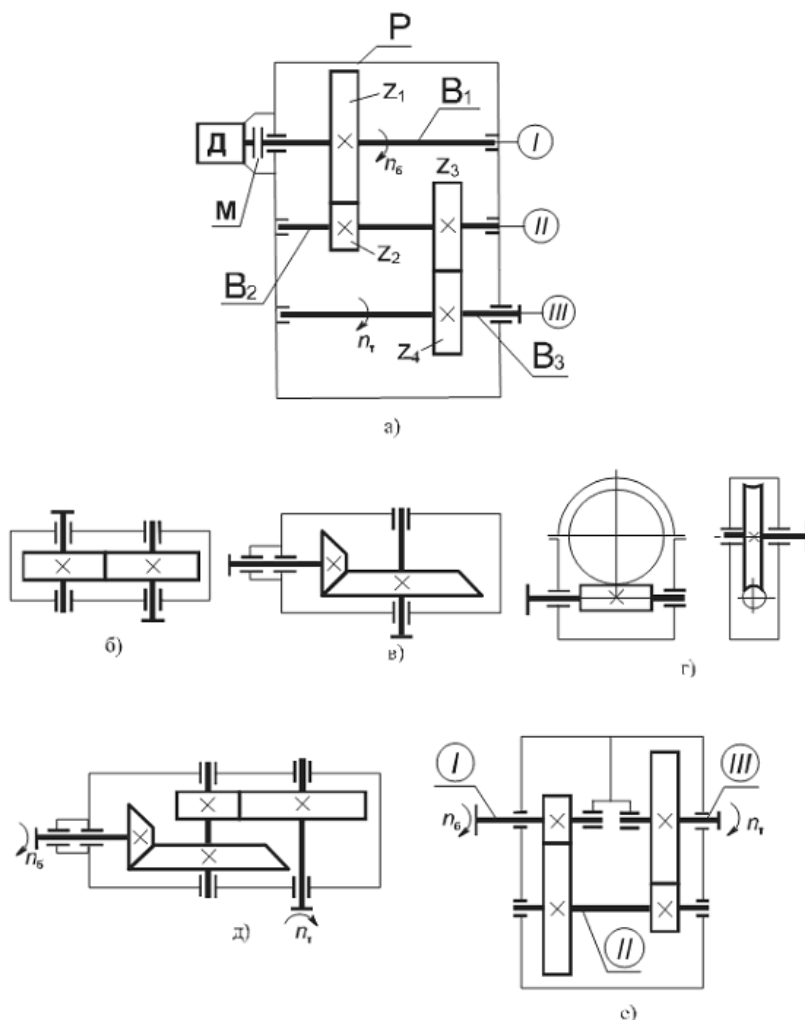


Рис. 4.3

В авиационных редукторах  $\gamma = 0,006...0,009$ . Такой высокий показатель  $\gamma$  у авиационных редукторов достигается путем применения рациональных конструкций с использованием высокопрочных материалов и изготовления корпусов из легких сплавов (алюминиевых и магниевых).

Для получения наиболее надежной и совершенной конструкции редуктора следует выполнять следующие требования:

- применять наиболее рациональные и надежные схемы редукторов, обеспечивающие необходимую прочность и жесткость конструкций, изготовленных из материала с высокой **удельной прочностью**  $\sigma_a / \rho$  и с упрочненной рабочей поверхностью зубьев колес при больших нагрузках;

- снижать материалоемкость за счет компактности конструкций и выбора рациональной формы деталей;

- применять унификацию, использовать стандартные детали и обеспечивать полную взаимозаменяемость элементов конструкций;

- обеспечивать надежное стопорение резьбовых соединений и фиксацию деталей от смещения; малое энергопотребление при эксплуатации путем уменьшения потерь на трение и повышение КПД; необходимую смазку и защиту деталей от возникновения коррозии; стойкость к механическим и климатическим воздействиям; легкое и удобное обслуживание с максимальной автоматизацией;

- использовать закрытые корпуса, предотвращающие попадание внутрь пыли и влаги;

- достигать максимальную технологичность деталей и узлов при изготовлении, сборке и разборке.

Выполнение сформулированных требований обычно приводит к снижению себестоимости редуктора.

Для оценки редуктора можно использовать и экономический критерий – относительную себестоимость  $\beta = \frac{c}{m}$  ( $c$  – себестоимость).

Один из путей совершенствования конструкции в машиностроении – переход от использования стальных и чугунных корпусов к корпусам из легких сплавов (алюминиевых, магниевых), неметаллических или композиционных материалов. Последнее особенно важно в редукторах малой мощности. В них масса корпуса может определяться технологическими возможностями литья, когда толщина стенки больше необходимой из Условия прочности. Обычно необходимая толщина стенки  $\delta$  в маломощных редукторах ( $P < 0,5$  кВт) из металла равна не более 2 мм. У отливок в землю из легких сплавов минимальная толщина стенки  $\delta = 3..4$  мм, а при более совершенных способах литья (литье в кокиль, по выплавляемым моделям или под давлением) меньше. Литье корпусов из чугуна имеет толщину не менее 6 мм. Даже при одинаковой геометрии корпуса переход от чугуна или стали

( $\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$ ) к алюминиевому сплаву ( $\rho = 2,7 \text{ г/см}^3$ ) снижает массу корпуса в  $\sim 3$  раза, а с учетом получения меньшей толщины стенки, изготавливаемой с применением совершенной технологии литья, еще больше. Например, если масса стального корпуса составляет 30% от массы редуктора, то замена его материала на алюминиевый сплав снижает массу всего редуктора примерно на 20%. Такая замена недопустима в конструкциях, где требуется высокая жесткость, например в станкостроении. Замена стали на алюминиевый сплав снижает жесткость в  $\sim 3$  раза. Корпуса из литейных алюминиевых и магниевых сплавов широко используются в авиации, ракетостроении и на транспорте, но реже в других отраслях промышленности. Наиболее легкие корпуса получают из неметаллов и композиционных материалов, которые широко используются даже в бытовой технике. Упрочнение рабочей поверхности зубьев колес существенно уменьшает массу редуктора. Например, изменение твердости рабочей поверхности зубьев колес с HB 250 на HRC<sub>3</sub>, 60 снижает массу двухступенчатого, цилиндрического редуктора на -40%. Обычно снижение массы корпуса уменьшает стоимость редуктора.

#### 4.1.3 Оценка и применение зубчатых передач

Основные преимущества зубчатых передач:

- **высокая нагрузочная способность** и, как следствие, малые габариты (рис. 4.4, где а – зубчатая передача, б – плоскоременная, в – клиноременная, г – цепная передачи с одинаковыми нагрузками);

- **большая долговечность и надежность работы** (например, для редукторов общего применения установлен ресурс около 30000 час.); высокий к.п.д. (до 0,97...0,98 в одной ступени);

- **постоянство передаточного отношения** (отсутствие проскальзывания);

- **возможность применения в широком диапазоне скоростей** (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и **передаточных отношений** (до нескольких сотен и даже тысяч).

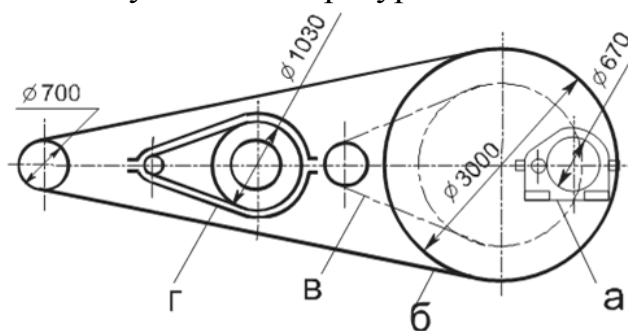


Рис. 4.4

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить:

- повышенные требования к точности изготовления;

- шум при больших скоростях;
- высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки.

Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

## 4.2 Краткие сведения о геометрии и кинематике

Все понятия и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

**Основные параметры.** Меньшее из пары зубчатых колес называют **шестерней**, а большее – **колесом**. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис. 4.5).

Кроме того, различают индексы, относящиеся:

- $w$  – к начальной поверхности или окружности;
- $b$  – к основной поверхности или окружности;
- $a$  – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев;
- $f$  – к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

Общие понятия о параметрах пары зубчатых колес и их взаимосвязи проще всего уяснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматривают дополнительно:

- $z_1$  и  $z_2$  – число зубьев шестерни и колеса;
- $p$  – делительный окружной шаг зубьев (равный шагу исходной зубчатой рейки);
- $p_b = p \cos \alpha$  – основной окружной шаг зубьев;
- $\alpha$  – угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура), по ГОСТ 13755–81,  $\alpha = 20^\circ$ ;

–  $\alpha_w$ , – угол зацепления или угол профиля начальный:

$$\cos \alpha_w = a \frac{\cos \alpha}{a_w};$$

–  $a_w$ , - (см. рис. 4.4) (межосевое расстояние);

–  $m = \frac{p}{\pi}$  – окружной модуль зубьев (основная характеристика размеров зубьев). Значения модулей стандартизованы СТ СЭВ 310–76 в диапазоне 0,05...100 мм (табл. 4.2);

–  $a$ - делительное межосевое расстояние;  $a=0,5(d_1+d_2)$

–  $d = \frac{pz}{\pi}$  – делительный диаметр (диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании;

–  $d_b = d \cos \alpha$  – основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев);

–  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  – начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения:

Таблица 4.2

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{(z_2/z_1 + 1)}; \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1} \quad (4.1)$$

У передач без смещения и при суммарном смещении  $x_\Sigma = 0$  (см. ниже) начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{w1} = d_1 = mz_1; \quad d_{w2} = d_2 = mz_2.$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на  $xm$ ;  $x$  – коэффициент смещения исходного контура. Смещение от центра считают положительным ( $x > 0$ ), а к центру – отрицательным ( $x < 0$ ).

$a_w = 0.5(d_{w1} + d_{w2})$  – межосевое расстояние;

$$a_w = m(0.5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y), \quad (4.2)$$

где  $z_\Sigma = z_1 + z_2$ ;  $x_\Sigma = x_1 + x_2$ ;  $\Delta y$  – коэффициент уравнивающего смещения при  $x_\Sigma \neq 0$  (определяется по ГОСТ 16532–70).

Для передач без смещения и при

$$x_1 = -x_2 \text{ или}$$

$x_\Sigma = 0$   $\Delta y = 0$   $a_w = a = 0.5m(z_1 + z_2)$ ,  $h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y)$  – высота зуба;

$d_a = d - 2m(h_a^* + x - \Delta y)$  – диаметр вершин зубьев;

$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$  – диаметр впадин;

$h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755-81,  $h_a^* = 1$ );

$c^*$  – коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755-81,  $c^* = 0.25$ ).

Для колес без смещения:

$$h = 2,25m;$$

$$d_a = d + 2m;$$

$$d_f = d - 2,25m$$

$A_1A_2$  – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям);

$g_\alpha$  – длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев);

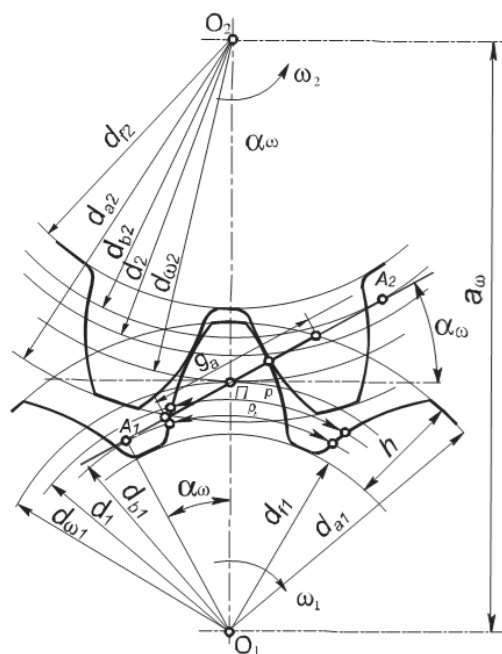


Рис. 4.5

П – полюс зацепления (точка касания начальных окружностей и одновременно точка пересечения линии центров колес  $O_1O_2$  с линией зацепления).

**Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и изменение нагрузки по профилю зуба.** При вращении колес (см. рис. 4.6) линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис.4.6, а), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления  $g_\alpha$ , а другая – рабочей ширине зубчатого венца  $b_w$ . Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при  $p_b < g_\alpha$  в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев. При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Переходя от поля зацепления к профилю зуба (рис. 4.6, б), можно отметить, что зона однопарного зацепления 1...2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис. 4.5). В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку  $F_n$  а в зонах двухпарного зацепления (приблизительно) – только половину нагрузки. Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцового перекрытия.

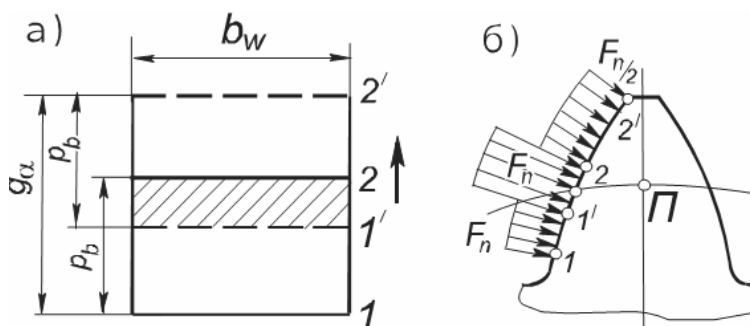


Рис. 4.6

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b. \quad (4.3)$$

По условию непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть  $\varepsilon_\alpha > 1$ .

### 4.3 Изготовление зубчатых колес

Существует два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка.



Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами дисковыми (рис. 4.7, а) или пальцевыми (рис. 4.7, б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы. Для нарезания зубчатых колес с разным числом зубьев необходим разный инструмент. Метод копирования малопроизводительный и менее точный, чем при обкатке. При шлифовании фрезу заменяют шлифовальным кругом соответствующего профиля.

**Метод обкатки** основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент – червячная фреза (рис. 4.8, а), долбяк (рис. 4.8, б) или реечная гребенка (рис. 4.8, в).

При нарезании зуборезной гребенкой заготовка вращается вокруг своей оси, а инструментальная рейка 1 совершает возвратно-поступательное движение параллельно оси заготовки 2

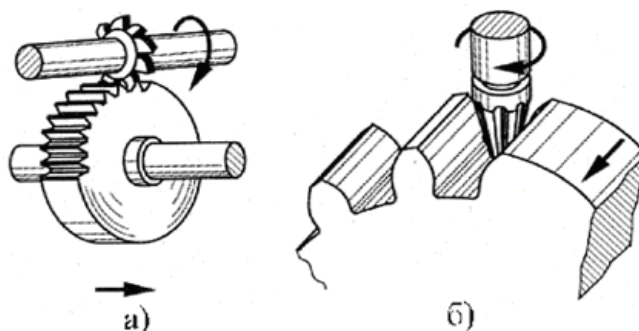


Рис. 4.7

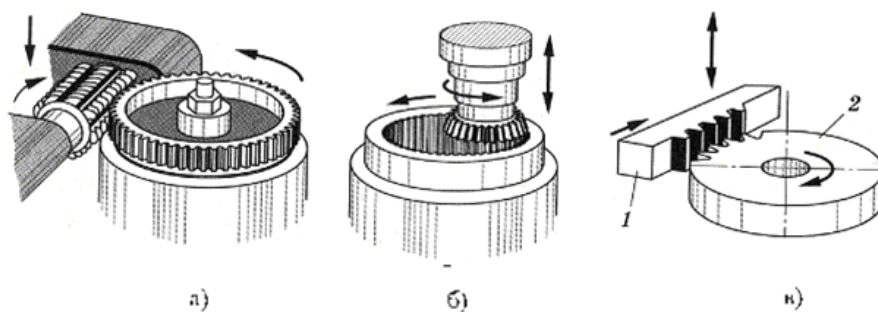


Рис. 4.8

и поступательное движение параллельно касательной к ободу заготовки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления. При нарезании червячной фрезой, имеющей в осевом сечении форму инструментальной рейки, заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Долбяк имеет форму шестерни с режущей кромкой. Он совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки и вращается вместе с заготовкой. Для нарезания цилиндрических колес с

внешним расположением зубьев используют фрезу и гребенку, для нарезания колес с внутренним и внешним расположением зубьев – долбяки.

### 4.3.1 Материалы зубчатых колес

Если механическая обработка производится после термической, то твердость зубчатых колес должна быть  $HВ < 350$ . Такой материал применяется в мелко модульных передачах и в передачах с модулем  $m \leq 2$ . Для уменьшения размеров зубчатых колес (обычно при  $m > 2$ ) необходимо упрочнить рабочую поверхность зуба, что увеличивает допускаемые контактные напряжения. Объемная закалка используется для среднеуглеродистых сталей, например, 40Х, 40ХН и др.) до твердости  $HRC_3 > 45...55$ . Такая закалка делает сердцевину менее пластичной, что способствует поломке зубьев. У современных зубчатых колес сохраняют вязкую сердцевину, а упрочняют лишь рабочую поверхность зуба термическими (поверхностная закалка ТВЧ), химико-термическими методами (цементация и азотирование), методом физического воздействия высоких энергий (лазерная закалка, ионное азотирование) и др. При цементировании сталей 12ХНЗА, 18Х2НМА, 15ХФ твердость поверхности  $56...62HRC_3$ ; при азотировании сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА  $50...55HRC_3$ ; при ионном азотировании  $80...90HRC_3$ ; при лазерном упрочнении  $56...60HRC_3$ ; при поверхностном упрочнении рабочей поверхности зуба масса редуктора снижается в 1,5...2 раза и соответственно уменьшаются его габаритные размеры.

### 4.3.2 Точность зубчатой передачи

В стандарте предусмотрены степени точности зубчатых передач 1...12 (от более точной к наименее точной). Наибольшее распространение имеют точности: 6 – повышенная точность (до  $v = 20$  м/с); 7 – нормальная точность (до  $v = 12$  м/с); 8 – пониженная точность (до  $v = 6$  м/с); 9 – грубая точность (до  $v = 3$  м/с). Значения наибольших допустимых скоростей  $v$  приведены для прямозубых передач, а для косозубых их необходимо увеличить в 1,5 раза. Степень точности назначается с учетом условий работы передачи и предъявляемых к ней требованиям.

Степень точности характеризуется следующими основными показателями:

– нормой кинематической точности колеса, устанавливающей величину полной погрешности угла поворота зубчатых колес за

один оборот. Она является важным показателем для высокоточных делительных механизмов;

- нормой плавности работы колеса, определяющей величину составляющих полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющихся за один оборот передачи. Она связана с неточностью изготовления по шагу и профилю и вызывает дополнительные динамические нагрузки в зацеплении;

- нормой контакта, характеризующей полноту прилегания боковых поверхностей сопряженных зубьев. Она оценивается следом на рабочей поверхности зуба после контакта с вращающимся колесом, зубья которого смазаны краской (рис. 4.9).

Степень точности должна соответствовать окружной скорости в зацеплении: чем она выше, тем выше должна быть точность передачи. В зависимости от степени точности и размеров на отдельные элементы зацепления и передачи установлены допуски.

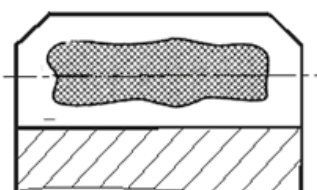


Рис. 4.9

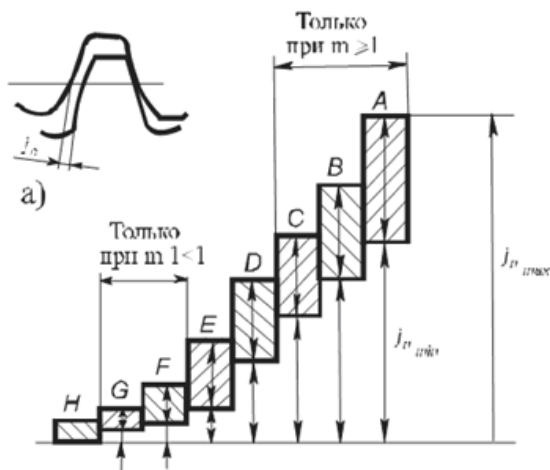


Рис 4.10

Боковой зазор между зубьями  $j_n$  (рис. 4.10, где IT<sub>j</sub> – допуск;  $j_{nmin}$ ,  $j_{nmax}$  – минимальный и максимальный боковой зазор) должен обеспечивать свободное вращение колес и устранить заклинивание.

Он определяется видом сопряжения колес от А до Н. Наибольший зазор у А, а наименьший у Н. Для передач с модулем  $m > 1$  установлены виды сопряжений А, В, С, D, Е, Н. Обычно используется сопряжение В, а у реверсивных передач С. Для мелкозубчатых передач ( $m < 1$ ) виды сопряжений D, Е, F, G, Н. Чаще используют Е, а в реверсивных передачах F. Допускается применять различные степени точности по отдельным показателям, например при  $m > 1$  7-6-7-В (7 – норма кинематической точности).

матической точности, 6 – норма плавности, 7 – норма контакта), а при одинаковой точности по всем показателям (7-7-7-B) записывают 7-B.

#### 4.4 Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При передаче крутящего момента (рис. 4.11) в зацеплении кроме нормальной силы  $F_n$  действует сила трения  $F_{\delta\delta} = F_n f$  связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном **состоянии**. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$

Для каждого зуба  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу (см. рис. 4.11). Время действия  $\sigma_F$  за один оборот ( $t_1$ ) колеса (равно продолжительности зацепления одного зуба ( $t_2$ )). Напряжения  $\sigma_H$  действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

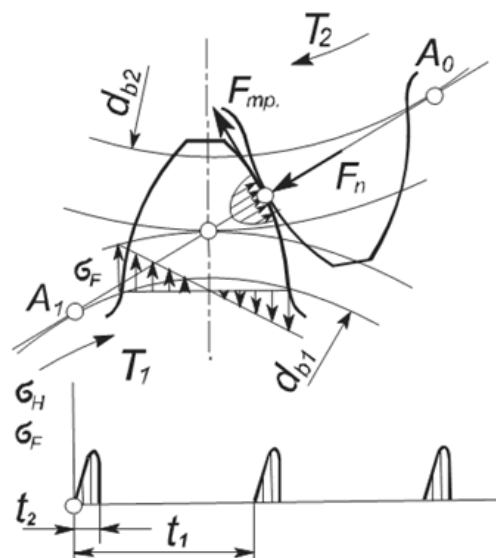


Рис. 4.11

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка зубьев (рис. 4.12). Поломка связана с напряжениями изгиба. На практике чаще наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев:

*поломка от больших перегрузок* ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от

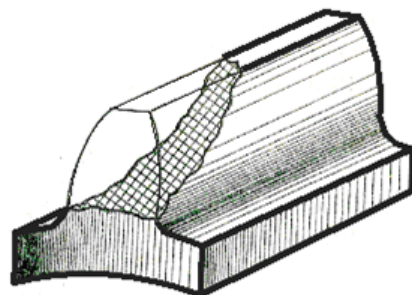


Рис. 4.12

перегрузок или учетом перегрузок при расчете);

*усталостная поломка*, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость). Особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин и трещин в отливках, микротрещин от термообработки и т. п.).

Общие меры предупреждения поломки зубьев – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами – см. рис. 4.13, ж, бочкообразные зубья – см. рис. 4.14, в и пр.).

**Повреждение поверхности зубьев.** Все виды повреждения поверхности зубьев (рис. 4.13) связаны с контактными напряжениями и трением.

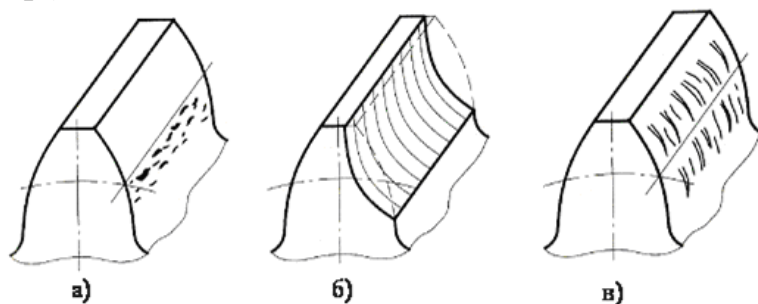


Рис. 4.13

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 4.13, а) является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые, сравнительно быстроходные передачи, защищенные от пыли и грязи). Зубья таких передач разделены тонким слоем масла, устраняющим металлический контакт. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, напоминающие оспинки, которые растут и превращаются в раковины. Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию частиц металла. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности. Образование первых усталостных раковин не всегда слу-

жит признаком близкого полного разрушения зубьев. В передачах, зубья которых имеют невысокую твердость ( $< 350$  НВ), наблюдаются случаи так называемого ограниченного или начального выкрашивания. Начальное выкрашивание связано с приработкой зубьев недостаточно точно изготовленных передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки после непродолжительной работы и затем приостанавливается. При этом образовавшиеся раковины не развиваются и даже совершенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания в этом случае объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает ее распределение по поверхности зуба. При высокой твердости зубьев ( $> 350$  НВ) явление ограниченного выкрашивания обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краев.

В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои снимаются раньше, чем появляются трещины усталости.

Основные меры предупреждения выкрашивания: определение размеров из расчета на усталость по контактным напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности и в особенности по норме контакта зубьев.

Абразивный износ (рис. 4.13, б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся прежде всего открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.). Такие передачи можно встретить в сельскохозяйственных и транспортных машинах, горнорудном оборудовании, грузоподъемных машинах и т. п. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. В то же время прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади его поперечного сечения. Все это может привести к поломке зубьев, если зубчатые колеса своевременно не забраковать.

Расчет на износ затруднен тем, что интенсивность износа зависит от многих случайных факторов, в первую очередь от интенсивности загрязнения смазки.

Расчет на изнашивание зубьев пока не разработан. На практике при расчете передач, у которых наблюдается износ зубьев, понижают допускаемые контактные напряжения до значений, установленных на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Основные меры предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Заедание (рис. 4.13, в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Кромочный удар (см. ниже) способствует заеданию.

Меры предупреждения заедания те же, что и против износа. Желательно фланкирование зубьев и интенсивное охлаждение смазки. Эффективно применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками. Правильным выбором сорта масла можно поднять допускаемую нагрузку по заеданию над допускаемыми нагрузками по другим критериям.

Пластические сдвиги наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим сдвигом в направлении скольжения. В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется хребет, а у ведущего – соответствующая канавка. Образование хребта нарушает правильность зацепления и приводит к разрушению зубьев. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочих поверхностей зубьев.

Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка т. в. ч. и т. п.). Этот вид разрушения наблюдается при недостаточно высоком качестве термической обработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда хрупкая корка зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины. Отслаиванию способствуют перегрузки.

Из всех перечисленных видов разрушения поверхности зубьев наиболее изучено выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили широкое распространение.

Специальные методы расчета для предупреждения других видов разрушения поверхности зубьев или еще не разработаны (при пласти-

ческом сдвиге, отслаивании), или недостаточно разработаны (при износе, заедании), а поэтому здесь не рассматриваются. Поскольку упомянутые нормы допускаемых контактных напряжений проверяют опытом эксплуатации передач, приближенно можно полагать, что эти нормы учитывают кроме выкрашивания и другие виды повреждения поверхности зубьев. При этом рекомендуют выполнять указанные меры предупреждения повреждений.

В современной методике расчета из двух напряжений  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес  $\sigma_H$  остаются постоянными, а  $\sigma_F$  можно уменьшать путем увеличения модуля.

#### 4.4.1 Расчетная нагрузка

*За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:*

$$q = F_n K / l_\Sigma \quad (4.4)$$

где  $F_n$  – нормальная сила в зацеплении;  $K = K_\beta K_v$  – коэффициент расчетной нагрузки;  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки;  $K_v$  – коэффициент динамической нагрузки;  $l_\Sigma$  – суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают  $K_n, K_{H\beta}, K_{Hv}$  при расчетах по контактным напряжениям и  $K_F, K_{F\beta}, K_{Fv}$  – по напряжениям изгиба.

*Коэффициент концентрации нагрузки  $K_\beta$ .* Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.

На рис. 4.14 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рис. 4.14, а), несимметричного (рис. 4.14, б) и консольного (рис. 4.14, в) расположения колес относительно опор. Валы прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении.



При симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает

перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай. При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на угол  $\gamma$ , что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, то они соприкасались бы только своими концами (см. рис. 4.14, г, на котором изображено сечение зубьев плоскостью зацепления). Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкосновение по всей длине (рис. 4.14, д). Однако при этом нагрузка перераспределяется в соответствии с деформацией отдельных участков зубьев (рис. 4.14, е). Отношение

$$q_{\max} / q_{\text{ср}} = K_{\beta}$$

где  $q_{\text{ср}}$  – средняя интенсивность нагрузки.

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев увеличивается с увеличением ширины колес  $b_w$ , поэтому ее ограничивают (см. ниже).

Концентрация нагрузки увеличивает контактные напряжения и напряжения изгиба. Для уменьшения опасности выламывания углов зубьев на практике применяют колеса со срезанными углами (см. рис. 4.14, ж). Если колеса изготовлены из прирабатывающихся материалов (например, стали твердостью  $< 350$  ИВ), то концентрация нагрузки постепенно уменьшается вследствие повышенного местного износа. При постоянной нагрузке передача приработка зубьев может полностью устранить концентрацию нагрузки. Переменная нагрузка (рис. 4.15, а)

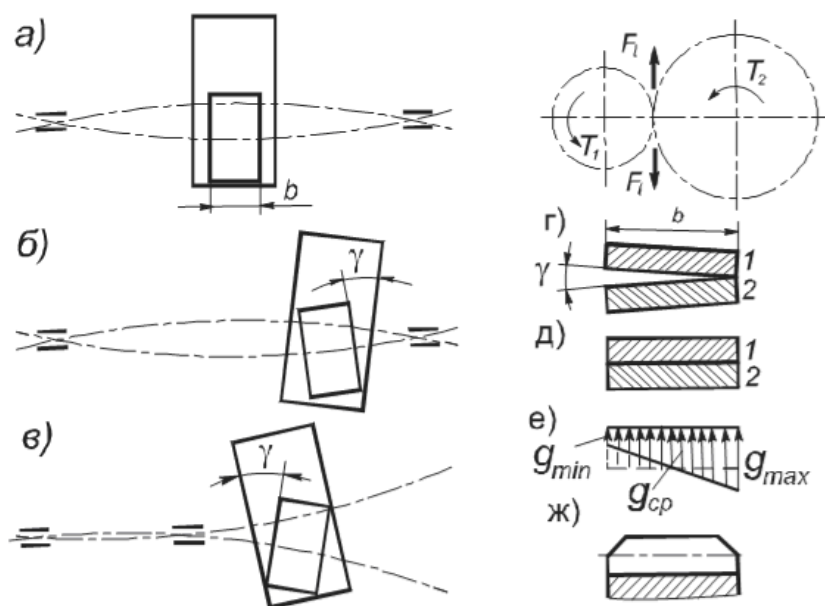


Рис. 4.14  
57

сопровождается ступенчатой приработкой зубьев (см. продольное сечение зуба, изображенное на рис. 4.15, б). При ступенчатой приработке концентрация нагрузки снижается лишь частично. Ступенчатая приработка, или огранка зубьев, связана с изменением деформации валов и угла перекоса в зависимости от значения нагрузки. Каждому углу перекоса соответствует своя площадка соприкасания зубьев, образовавшаяся от приработки при данной нагрузке.

Благоприятное влияние приработки зубьев на уменьшение концентрации нагрузки проявляется в значительно меньшей степени при высокой твердости поверхности зубьев ( $> 350$  НВ), а также в передачах с высокими окружными скоростями ( $v > 15$  м/с). При больших скоростях между зубьями образуется масляный слой, защищающий их от износа. Для уменьшения концентрации нагрузки при высокой твердости зубьев и высоких окружных скоростях рекомендуют применять относительно неширокие колеса или придавать зубьям бочкообразную форму (рис. 4.15, в) путем изменения глубины врезания по длине зуба.

При конструировании передачи необходимо учитывать все факторы, влияющие на концентрацию нагрузки, и в первую очередь не применять нежестких валов, опор и корпусов.

Расчет коэффициента  $K_\beta$  связан с определением

угла перекоса  $\gamma$ . При этом следует учитывать не только деформацию валов, опор и самих колес, но также ошибки монтажа и приработку зубьев. Все это затрудняет точное решение задачи. Для приближенной оценки  $K_\beta$  рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации (рис. 4.16). Графики рекомендуют для передач, жесткость и точность изготовления которых удовлетворяет нормам, принятым в редукторостроении. Кривые на графиках соответ-

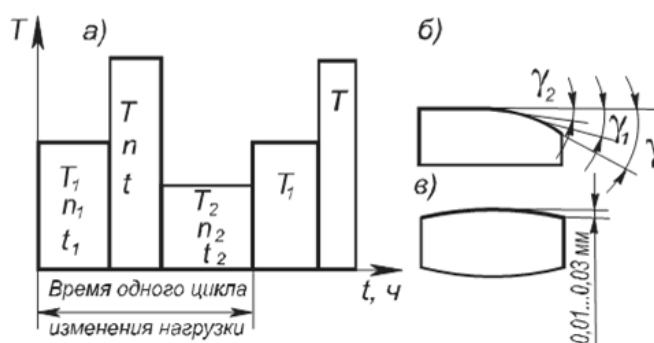
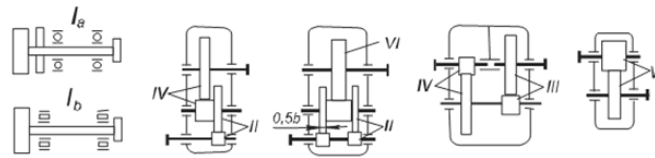


Рис. 4.15

вуют различным случаям расположения колес относительно опор, изображенных на схемах рис. 4.16 (кривые Ia – шариковые опоры, Ib – роликовые опоры). Влияние ширины колеса на графиках учитывают коэффициентом  $\psi_{bd} = b_w/d_1$ . Влияние приработки зубьев учитывают тем, что для различной твердости материалов даны различные графики. Графики разработаны для распространенного на практике режима работы с переменной нагрузкой и окружной скоростью  $v < 15$  м/с.

При постоянной нагрузке, при  $< 350$  НВ и  $v < 15$  м/с можно принимать  $K_\beta = 1$ .



**Коэффициент динамической нагрузки  $K_v$ .** Коэффициентом  $K_v$  учитывают только так называемые внутренние динамические нагрузки, присущие самой зубчатой передаче. Внешние динамические нагрузки, связанные с режимом работы двигателя и исполнительного механизма, будут учтены при выборе допускаемых напряжений для переменных режимов нагружения. Выше было указано, что погрешности нарезания зубьев являются

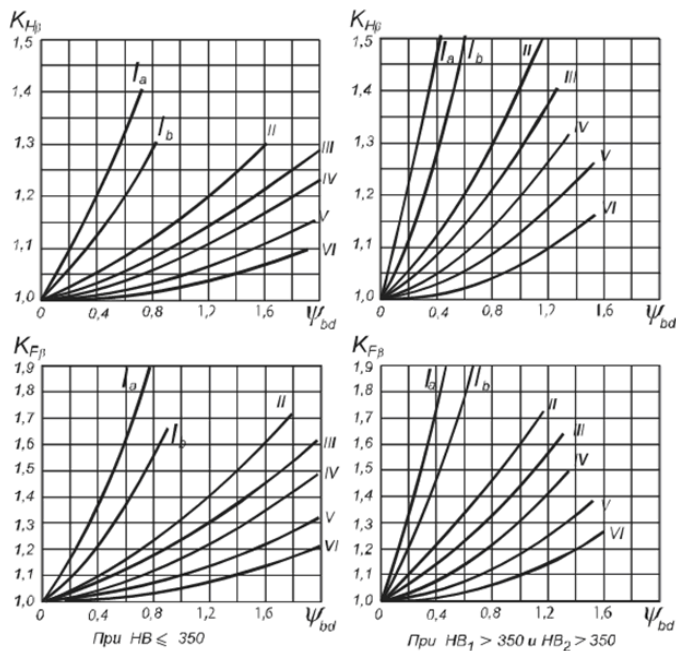


Рис. 4.16

причиной непостоянства мгновенных значений передаточного отношения. Это значит, что при  $w_1 = \text{const}$ ,  $w_2 \neq \text{const}$   $dw_2/dt \neq 0$ . В зацеплении появляется дополнительный динамический момент  $T_v = Jdw_2/dt$ , где  $J$  – момент инерции ведомых масс. Основное влияние на значение динамических нагрузок имеют ошибки основного шага  $p_b$ . На рис. 4.17 изображен случай зацепления, при котором шаг колеса больше шага шестерни, т. е.  $p_{b2} > p_{b1}$ .

По закону эвольвентного зацепления,  $i = dw_2/dw_1 = \text{const}$  при постоянном положении полюса зацепления или при положении всех точек зацепления на линии зацепления  $A_1A_2$ . Если  $p_{b1} > p_{b2}$ , то вторая

пара зубьев вступает в зацепление в точке  $b'$  до выхода на линию зацепления в точку  $b$ . При этом изменяется мгновенное значение передаточного отношения. В точке  $b'$  происходит так называемый кромочный удар, который не только увеличивает динамическую нагрузку, но также способствует задиру поверхности зубьев. Для уменьшения эффекта кромочного удара применяют фланкированные зубья, у которых верхний участок эвольвенты выполняют с отклонением в тело зуба (на рис. 4.17 показан штриховой линией).

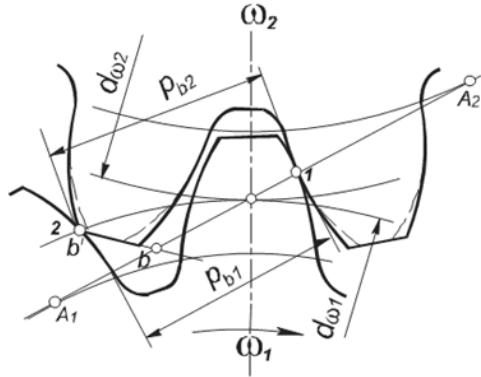


Рис. 4.17

Значение дополнительных динамических нагрузок зависит от значения ошибки шага, окружной скорости, присоединенных масс, упругости системы и пр.

Коэффициент  $K_v$  определяют по формуле

$$K_v = 1 + q_v / q,$$

где  $q_v$  – удельная динамическая нагрузка;  $q$  – удельная расчетная рабочая нагрузка в зоне ее наибольшей концентрации.

Расчет значений  $K_v$  не менее сложен, чем расчет  $K_\beta$ . Для приближенной оценки рекомендуют табл. 4.3. Значения  $K_v$  несколько меньше при высокой твердости материала (группа б). Это объясняется не уменьшением  $q_v$ , а увеличением  $q$  вследствие увеличения допускаемых контактных напряжений.

#### 4.4.2 Расчет прямозубых цилиндрических передач на прочность

Расчет на прочность прямозубых и косозубых цилиндрических передач стандартизован ГОСТ 21354–87. В курсе «Детали машин» изучают основы такого расчета. При этом вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов для большинства случаев практики.

*Силы в зацеплении.* На рис. 4.18  $F_n$  – нормальная сила, направленная по линии зацепле-

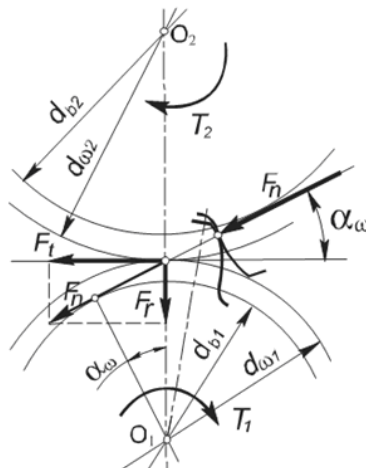


Рис. 4.18

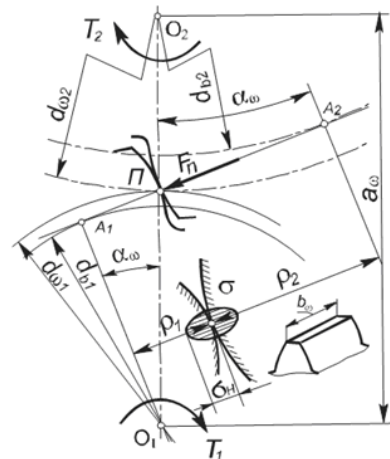


Рис. 4.19

ния как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев.

Силы, действующие в зацеплении, принято прикладывать в полюсе зацепления. При этом силу  $F_n$  переносят в полюс и раскладывают на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ . Такое разложение удобно при расчете валов и опор. По заданным  $T$  и  $d$  определяют

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} \approx 2T_1 / d_1 \quad (4.5)$$

и через нее выражают все другие составляющие:

$$F_r \approx F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_n = F_t / \cos \alpha_w \quad (4.6)$$

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям.

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостной прочностью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев, где наблюдается однопарное зацепление (см. рис. 4.6). Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 4.19). Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$

При этом контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_H = 0,417 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}} \quad (4.7)$$

Для прямозубых передач с учетом формул (4.4)...(4.6)

$$g = F_n K_H / b_w = F_t K_H / (b_w \cos \alpha_w) = 2T_1 K_H / (d_{w1} b_w \cos \alpha_w). \quad (4.8)$$

Радиусы кривизны эвольвент в точке контакта (рис. 4.19)

$$\rho_1 = d_{w1} \sin \alpha_w / 2;$$

$$\rho_2 = d_{w2} \sin \alpha_w / 2.$$

$$\frac{1}{\rho_{i\delta}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{U \pm 1}{U}\right), \quad (4.9)$$

где  $u = d_{w2} / d_{w1} = z_2 / z_1$ , знак «+» – для наружного, а «-» – для внутреннего зацепления.

Подставляя в формулу (4.7) и заменяя  $\tilde{n} \sigma \alpha_w \sin \alpha_w = \sin 2\alpha / 2$ , получаем

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{\hat{A}_{i\delta} \hat{O}_1 \hat{E}_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \leq [\sigma_H] \quad (4.10)$$

Параметр  $u = z_1 / z_2$  по ГОСТ 16532–70 называют передаточным числом и определяют как отношение большего числа зубьев к меньшему независимо от того, как передается движение: от  $z_1$  к  $z_2$  или от  $z_2$  к  $z_1$ . Это передаточное число и отличается от передаточного отношения  $i$ , которое равно отношению угловых скоростей ведущего колеса к ведомому и которое может быть меньше или больше единицы, положительным или отрицательным. Применение  $u$  вместо  $i$  связано только с принятой формой расчетных зависимостей для контактных напряжений [см. вывод формулы (4.9), где  $p_{np}$  выражено через  $d_1$  (меньшее колесо), а не через  $d_2$  (большее колесо)]. Значение контактных напряжений, так же как и значение передаточного числа  $u$ , не зависит от того, какое колесо ведущее, а значение передаточного отношения  $i$  зависит. Однозначное определение  $u$  позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчете. Передаточное число  $u$  относится только к одной паре зубчатых колес. Его не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых редукторов, планетарных, цепных, ременных и других передач. Там справедливо только обозначение  $i$ .

Значения расчетных контактных напряжений одинаковы для шестерни и колеса. Поэтому расчет выполняют для того из колес пары, у которого меньше допускаемое напряжение  $[\sigma_H]$  – см. ниже (чаще это бывает колесо, а не шестерня).

Формулу (4.10) используют для проверочного расчета, когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны. При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту  $T_1$  или  $T_2$  и передаточному числу  $u$ .

С этой целью формулу (4.10) решают относительно  $d_1$  или  $a$ . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем

$$d_{w1} \approx d_1, \alpha_w \approx \alpha = 20^\circ (\sin 2\alpha \approx 0,6428), K_{H\alpha} \approx 1,15$$

(этот коэффициент зависит от окружной скорости  $v$ , которая пока неизвестна, поэтому принято некоторое среднее значение – см. табл. 4.3). При этом из составляющих коэффициента  $K_H$  [см. формулу (4.4)] остается только  $K_{H\beta}$ . Далее обозначаем  $\psi_{bd} = b_w / d_1$  – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра.

Подставляя в формулу (4.10) и решая относительно  $d_1$ , находим

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{i\delta} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \quad (4.11)$$

Решая относительно межосевого расстояния  $a$ , заменяем  $T_1 = T_2 / u$ ,  $d_1 = 2a / (u \pm 1)$  и вводим  $\psi_{ba} = b_w / a$  коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

После преобразования с учетом зависимости

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1) \quad (4.12)$$

получим

$$a = 0,85 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{i\delta} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (4.13)$$

При расчетах передач с цилиндрическими зубчатыми колесами чаще используют формулу (4.13), так как габариты передачи определяет преимущественно межосевое расстояние. По тем же соображениям в формуле (4.13) момент  $T_1$  заменяют на  $T_2$  – Значение момента  $T_2$  на ведомом валу является одной из основных характеристик передачи, интересующих потребителя (обычно указано в техническом задании).

В приложении к ГОСТ 21354–87 для стальных зубчатых колес формулы (4.11) и (4.13) записаны в виде:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (4.14)$$

$$a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (4.15)$$

где  $K_d$  и  $K_a$  – вспомогательные коэффициенты, полученные в результате выноса числового значения  $E_{i\delta}$  из-под знака радикала, в формулах разные единицы одинаковых физических величин:  $T$  – в Н м,  $d$  и  $a$  – в мм,  $\sigma_H$  – в МПа.

Для стальных прямозубых колес  $K_d = 780$  (МПа)<sup>1/3</sup>,  $K_a = 490$  (МПа)<sup>1/3</sup>, для косозубых  $K_d = 680$  (МПа)<sup>1/3</sup>,  $K_a = 430$  (МПа)<sup>1/3</sup>.

#### **Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба.**

Зуб имеет сложное напряженное состояние (см. рис. 4.10). Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные рас-

четные зависимости и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале приближенный расчет, а затем введем поправки в виде соответствующих коэффициентов. Допустим следующее (рис. 4.20):

Вся нагрузка зацепления передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых не могут гарантировать наличие двухпарного зацепления. Например (см. рис. 4.17), ошибки шага приводят к тому, что зубья начинают зацепляться вершинами еще до выхода на линию зацепления. При этом вместо теоретического двухпарного зацепления будет однопарное.

1. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедливы гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости [8]. Результаты точного расчета используют для исправления приближенного расчета путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений.

Силу  $F_n$  переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие  $F_t$  и  $F_r$ . При этом радиус приложения окружной силы  $F_t$  будет несколько больше радиуса начальной окружности. Пренебрегая этой разностью, для расчета сил  $F_t$  и  $F_r$  сохраняем формулы (4.5) и (4.6). Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = F_t l / W - F_r^1 / A, \quad (4.16)$$

где  $W = b_w s^2 / 6$  – момент сопротивления сечения при изгибе;  $A = b_w s$  – площадь;  $b_w$ ,  $s$  и  $l$  указаны на рис. 4.20.

Знак « $\leftarrow$ » в формуле указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

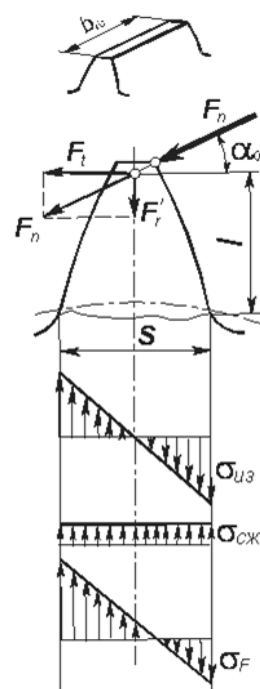


Рис. 4.20



Значения  $l$  и  $s$  неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, эти величины выражают через безразмерные коэффициенты:

$l^I = l/m$  и  $s^I = s/m$ , где  $m$  – модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов получают

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[ \frac{6l^I}{(s^I)^2} - \frac{\text{tg} \alpha_w}{s^I} \right] K_T, \quad (4.17)$$

где  $K_F$  – коэффициент расчетной нагрузки;  $K_T$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Далее обозначают

$$Y_F = \left[ \frac{6l^I}{(s^I)^2} - \frac{\text{tg} \alpha_w}{s^I} \right] K_T \quad (4.18)$$

– коэффициент формы зуба (для наружных зубьев; (рис. 4.21).

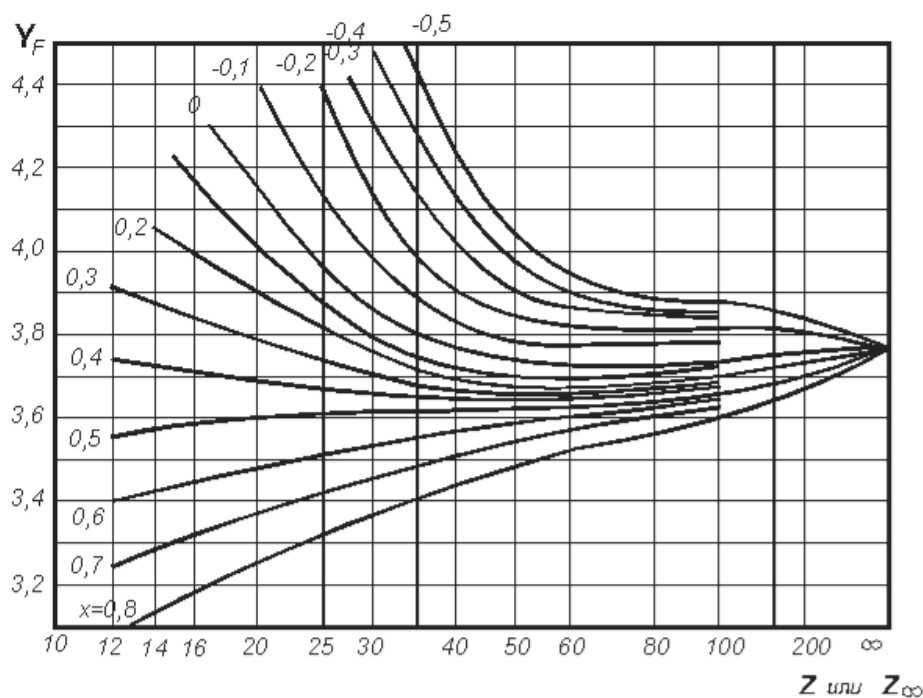


Рис. 4.21

Для колес с внутренними зубьями приближенно можно принимать  $Y_F = 3,5 \dots 4$ , большие значения при меньших  $z$ .

При этом для прямозубых передач расчетную формулу записывают в виде

$$\sigma_F = Y_F F_T K_F / (b_w m) \leq [\sigma_F], \quad (4.19)$$

где  $[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение изгиба.

Для проектных расчетов по напряжениям изгиба формулу (4.19) решают относительно модуля путем замены  $b_w = \psi_m / m$ ,  $F_t = 2T_1 / d_1$ ,  $d_1 = z_1 m$ , тогда

$$\sigma_F = 2T_1 K_F Y_F / (z_1 \psi_m m^3).$$

И далее, принимая приближенно  $K_{F\beta} = 1,5$  получают

$$m = \sqrt[3]{3T_1 K_{F\beta} Y_F / (z_1 \psi_m [\sigma_F])} \quad (4.20)$$

Значениями  $z_1$  и  $\psi_m$  задаются согласно рекомендациям табл. 8.5 [8].

Из формулы (4.18) следует, что  $Y_F$  – безразмерный коэффициент, значения которого зависят только от формы зуба (размеры  $l'$ ,  $s'$ ,  $\alpha'$ ) и в том числе от формы его галтели (коэффициент  $K_T$ ). Форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит от числа зубьев колеса  $z$  и коэффициента смещения инструмента  $x$ . Рассмотрим эту зависимость.

Влияние числа зубьев на форму и прочность зубьев.

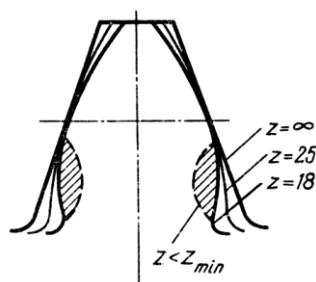


Рис. 4.22

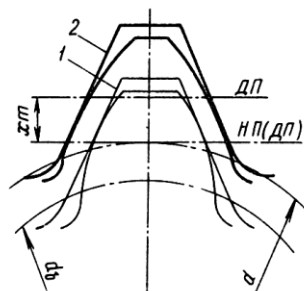


Рис. 4.23

На рис. 4.22 показано изменение формы зуба в зависимости от числа зубьев колес, нарезанных без смещения с постоянным модулем. При  $z$  стремящегося к бесконечности колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейные очертания. С уменьшением  $z$  уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а также увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем уменьшении  $z$  появляется подрезание ножки зуба (штриховая линия на рис. 4.22), прочность зуба существенно снижается. При нарезании инструментом ре-

ежного типа для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания  $z_{\min} = 17$ .

Функциональная зависимость коэффициента формы зуба  $Y_F$  от числа зубьев  $z$  хорошо просматривается по кривой  $x = 0$  на рис. 4.21.  $Y_F$  интенсивно уменьшается до  $z \approx 40$  и далее остается примерно постоянным.

Рассмотренное влияние числа зубьев на прочность справедливо при постоянном модуле, когда с увеличением  $z$  увеличиваются и диаметры колес. При постоянных диаметрах с изменением  $z$  изменяется модуль  $m$ . В этом случае изменяются не только форма, но и размеры зуба. С увеличением  $z$  форма улучшается, а размеры уменьшаются (уменьшается  $m$ ). Уменьшение модуля снижает прочность зуба на изгиб [см. формулу (4.19)].

*Смещение инструмента при нарезании зубьев и его влияние на форму и прочность зубьев.*

На рис. 4.23 изображено два положения инструмента (рейки) при нарезании зубьев: 1 – делительная плоскость рейки (ДП) совпадает с начальной плоскостью (НП) – нарезание без смещения; 2 – инструменту дано положительное смещение  $x_m$ . При этом основной  $d_b$  и делительный  $d$  диаметры колеса не изменяются, так как не изменяется  $z$  (НП по-прежнему обкатывается по  $d$ , а ДП смещена на  $x_m$ ). Как видно из чертежа, смещение инструмента вызвало значительное изменение формы зуба. Толщина зуба у основания увеличилась, увеличилась и прочность зуба по напряжениям изгиба. Одновременно с этим заострилась головка зуба. Заострение является одной из причин, ограничивающих значение смещения инструмента. Отрицательное смещение инструмента сопровождается явлениями обратного характера.

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением ( $x_1 > 0$ ), колесо – с отрицательным ( $x_2 < 0$ ), но так, что  $|x_1| = |x_2|$  или  $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$ .

При любом смещении сумма ширины впадины и толщины зуба по делительной окружности равна шагу  $p$ . Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. Поэтому в зацеплении зубчатой пары при  $x_{\Sigma} = 0$  делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяются также межосевое расстояние  $a_w$  и угол зацепления  $\alpha_w$ :

$$a_w = a - 0,5(d_1 + d_2), \quad \alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

Изменяется только соотношение высот головок и ножек зубьев.

2. Суммарное смещение  $x_\Sigma$  не равно нулю. Обычно  $x_\Sigma > 0$ , а также  $x_1 > 0$  и  $x_2 > 0$ . При положительных  $x_1$  и  $x_2$  делительная толщина зубьев шестерен и колеса больше  $p/2$ . Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные  $d_{w1} > d_1$ ,  $d_{w2} > d_2$ ; (см. рис. 4.5). Межосевое расстояние увеличивается:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0,5(d_1 + d_2).$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления как общей касательной к основным окружностям, т. е. увеличивается угол зацепления:  $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$ . Увеличение  $a_w$  сопровождается уменьшением коэффициента перекрытия  $\varepsilon_\alpha$ , что является отрицательным и служит одной из причин, ограничивающих применение больших смещений.

Нарезание со смещением позволяет во многих случаях повысить качество зубчатого зацепления. Применяя смещение, необходимо помнить:

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев на изгиб и устраняет подрезание при малом числе зубьев (понижает  $z_{min}$ ). Например (см. рис. 4.21), при  $z = 25$  увеличение  $x$  от нуля до  $+0,8$  уменьшает  $Y_F$ , в 1,2 раза. Соответственно уменьшаются и напряжения изгиба  $\sigma_F$ , – [см. формулу (4.19)].

2. Увеличение  $\alpha_w$  при  $x_\Sigma > 0$  повышает контактную прочность [см. формулу (4.10)]. Можно увеличить  $\alpha_w$  до  $25^\circ$  и поднять допускаемую нагрузку приблизительно на 20%.

При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, так как форма зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется. (У зубчатой рейки, которая подобна колесу при  $z = 0$ , смещение совершенно не изменяет форму зуба.)

Передачи со смещением при  $x_\Sigma = 0$  применяют при больших  $u$  и малых  $z_i$ . В этих условиях смещения  $x_1 > 0$  и  $x_2 < 0$  выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и приближают их к равнопрочности по изгибу.

#### 4.5 Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических передач

*Геометрические параметры.* У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол  $\beta$  (рис. 4.24, где *а* – косозубая передача; *б* – шевронная, и рис 4.25). Оси колес при этом остаются параллельными.

Оси колес при этом остаются параллельными. Для нарезания косых зубьев используют инструмент такого же исходного контура, как и для нарезания прямых. Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении *n-n* совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным (см. табл. 4.1).

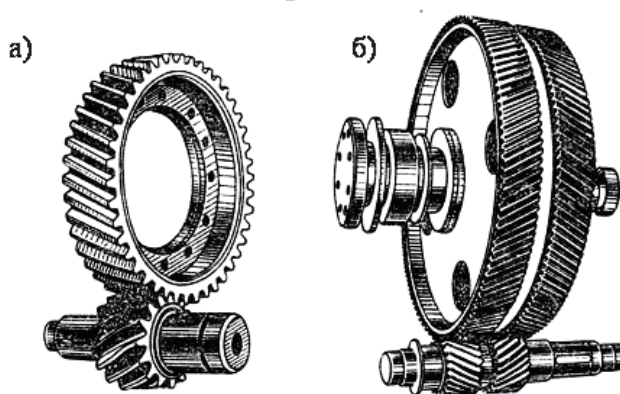


Рис. 4.24

В торцевом сечении *t-t* параметры косоугольного колеса изменяются в зависимости от угла  $\beta$ :

$$\text{Окружной шаг } p_t = \frac{p_n}{\cos \beta},$$

$$\text{Окружной модуль } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

$$\text{Делительный диаметр } d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Индексы *n* и *t* приписывают параметрам в нормальном и торцевом сечении соответственно.

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косоугольного зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 4.26).

Нормальное к зубу сечение образует эллипс с полуосями  $c = r$  и  $e = \frac{r}{\cos \beta}$ , где  $r = d/2$ . В зацеплении участвуют зубья, расположенные на малой оси эллипса, так как второе колесо находится на расстоянии  $c = d/2$ . Радиус кривизны эллипса на малой оси (см. геометрию эллипса)



Рис. 4.26

$$r_v = \frac{r^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

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

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}, \quad (4.21)$$

и число зубьев

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta},$$

или

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (4.22)$$

Увеличение эквивалентных параметров ( $d_v$  и  $z_v$ ) с увеличением угла  $\beta$  является одной из причин повышения прочности косозубых передач. Вследствие наклона зубьев получается колесо как бы больших размеров или при той же нагрузке уменьшаются габариты передачи. Ниже показано, что косозубые по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и пр. Поэтому в современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение.

*Многопарность и плавность зацепления.* В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Зацепление здесь распространяется в направлении от точек 1 к точкам 2 (см. рис.4.25). Расположение контактных линий в поле косоугого зацепления изображено на рис. 4.27, а, б.

При вращении колес линии контакта перемещаются в поле зацепления в направлении, показанном стрелкой. В рассматриваемый момент времени в зацеплении находится три пары зубьев 1. 2. 3. При этом пара 2 зацепляется по всей длине зубьев, а пары 1 и 3 – лишь частично. В следующий момент времени пара 3 выходит из зацепления и находится в положении 3'.

Однако в зацеплении еще остались две пары 2' и 1'. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацеп-

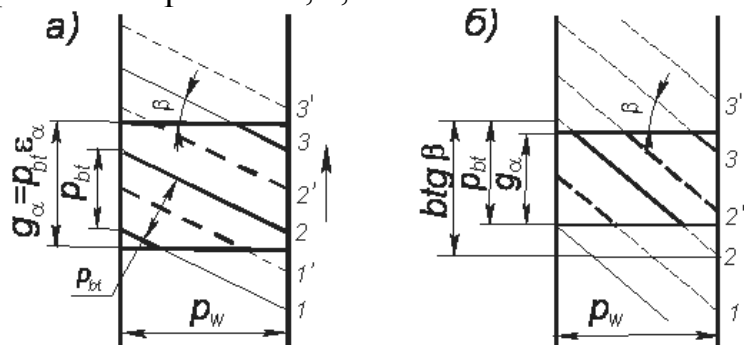


Рис. 4.27

ления. В прямозубом зацеплении нагрузка с двух зубьев на один или с одного на два передается мгновенно. Это явление сопровождается ударами и шумом. В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары. Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

Отмеченное преимущество косозубого зацепления становится особенно значительным в быстроходных передачах, так как динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha < 1$ , если обеспечено осевое перекрытие  $b_w > \frac{p_{bt}}{\operatorname{tg}\beta}$  (рис. 4.27, б). Отношение

$$\varepsilon_\beta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{p_{bt}} \approx b_w \frac{\sin\beta}{\pi m_n} \quad (4.23)$$

называют коэффициентом осевого перекрытия. Рекомендуют принимать  $\varepsilon_\beta \geq 1,1$ .

В косозубом зацеплении нагрузка распределяется на всю суммарную длину контактных линий 1, 2, 3. Удельная нагрузка уменьшается с увеличением суммарной длины контактных линий  $l_\Sigma$ . С помощью рис. 4.27 нетрудно установить, что при  $\varepsilon_\alpha$ , равном целому числу,

$$l_\Sigma = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos\beta} \quad (4.24)$$

и  $l_\Sigma$  не изменяется при движении, так как уменьшению линий 3 всегда соответствует равное приращение линии 1. Точно так же  $l_\Sigma$  постоянна при любом значении  $\varepsilon_\alpha$ , но при  $\varepsilon_\beta$ , равном целому числу. Если отмеченные условия не соблюдаются, значение  $l_\Sigma$  периодически изменяется, а формула (4.24) будет определять среднее значение, которое принимают за расчетное.

В соответствии с формулой (4.24)  $l_\Sigma$  растет с увеличением  $\beta$ , что выгодно. Однако во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуют принимать  $\beta = 8 \dots 20^\circ$ . Для шевронных колес допускают  $\beta$  до  $30^\circ$  и даже до  $40^\circ$ .

На боковой поверхности косоугого зуба линия контакта располагается под некоторым углом  $\lambda$  (рис. 4.28, а). Угол  $\lambda$  увеличивается с увеличением  $\beta$ . По линии контакта нагрузка распределяется неравно-

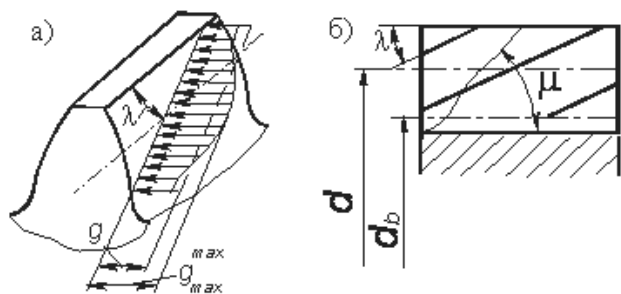


Рис. 4.28

мерно. Ее максимум на средней линии зуба, так как при зацеплении серединами зубья обладают максимальной суммарной жесткостью.

При движении зуба в плоскости зацепления линия контакта перемещается в направлении от 1 к 3 (рис. 4.28, б). При этом опасным для прочности может оказаться положение 1, в котором у зуба отламывается угол. Трещина усталости образуется у корня зуба в месте концентрации напряжений и затем распространяется под некоторым углом  $\mu$ . Вероятность косоугольного излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация нагрузки  $q$  – на прочности по контактным напряжениям.

С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокопрочного), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекачивания зубьев (см. рис. 4.6 и 4.8). Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. Применение высокопрочной шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25...30%.

*Расчет коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$ .* Для нефланкированных передач без смещения (для других случаев см. ГОСТ 16532–70)

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (4.25)$$

Знак «+» – для внешнего, а «-» – для внутреннего зацепления. Для прямозубых передач рекомендуют  $\varepsilon_\alpha > 1,2$ , для косозубых  $\varepsilon_\alpha > 1$ . Значение  $\varepsilon_\alpha$  зависит от числа зубьев  $z$  и угла наклона зубьев  $\beta$ . С увеличением  $z$  увеличивается  $\varepsilon_\alpha$ . Поэтому выгодно применять колеса с большими  $z$  или при заданном диаметре  $d$  колеса с малым модулем  $m$ . С увеличением  $\beta$  растет окружной шаг  $p_{bt}$ , а рабочая длина линии зацепления  $g_\alpha$  остается неизменной (см. выше). При этом  $\varepsilon_\alpha$  уменьшается. Уменьшение  $\varepsilon_\alpha$  является одной из причин ограничения больших  $\beta$ .

*Силы в зацеплении.* В косозубой передаче (рис. 4.29, а) нормаль-



ную силу  $F_n$  раскладывают на три составляющие:

$$\text{окружную силу } F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

$$\text{осевую силу } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

$$\text{радиальную силу } F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

в свою очередь сила

$$F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (4.26)$$

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов, является недостатком косозубых колес. Этот недостаток устраняется в шевронной передаче (см. рис. 4.29, б и 4.24), которая подобна сдвоенной косозубой передаче с противоположным направлением зубьев. Осевые силы здесь уравниваются на самом зубчатом колесе.

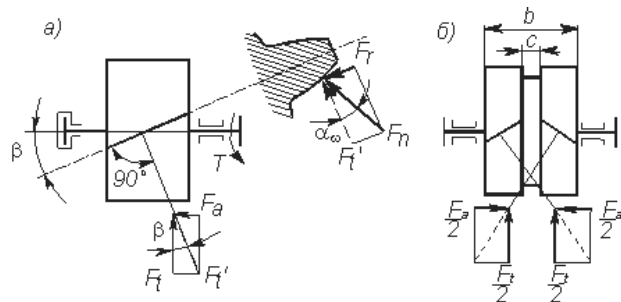


Рис. 4.29

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям. Для косозубых передач удельная нагрузка с учетом формул (4.24) и (4.26)

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H K_{H\alpha}}{b_w \varepsilon_\alpha \cos \alpha},$$

где  $K_{H\alpha}$  – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (см. ниже).

По аналогии с прямозубым колесом, выражая в формуле (4.9) значение  $s_{w1}$  через диаметр эквивалентного колеса  $d_{v1}$  [см. формулу (4.21)], получаем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Сравнивая отношение  $\frac{q}{\rho_{np}}$  в формуле для прямозубых и косозубых колес, находим

$$\left(\frac{q}{\rho_{np}}\right)_{\text{кос}} = \left(\frac{q}{\rho_{np}}\right)_{\text{прм}} \frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}$$

или

$$(\sigma_H)_{\text{кос}} = (\sigma_H)_{\text{прм}} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad (4.27)$$

Обозначим

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad (4.28)$$

– коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям. В соответствии с формулой (4.10) для косозубых передач получаем

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \leq [\sigma_H] \quad (4.29)$$

Дополнительный коэффициент  $K_{H\alpha}$  учитывает следующее. В косозубых передачах теоретически зацепляется одновременно не менее двух пар зубьев. Практически ошибки нарезания зубьев могут устранить двухпарное зацепление, и при контакте одной пары между зубьями второй пары образуется зазор. Зазор мал, он зависит от степени точности. Под нагрузкой такой зазор устраняется вследствие упругих деформаций зубьев, двухпарное зацепление восстанавливается. Однако первая пара нагружена больше, чем вторая, на размер усилия, необходимого для устранения зазора. Это и учитывают коэффициентом  $K_{H\alpha}$ . Ошибки нарезания зубьев уменьшаются с приработкой. Интенсивность приработки зависит от твердости поверхностей зубьев и окружной скорости. Значения коэффициента  $K_{H\alpha}$  оценивают приближенно с учетом влияния перечисленных факторов. При этом различают  $K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$  для расчетов по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Окружная скорость $v$ , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35

Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

При проектном расчете значения  $\beta$  и  $\varepsilon_\alpha$ , окружной скорости и степень точности еще неизвестны. Поэтому значение  $Z_{H\beta}$  в формуле (4.29) предварительно оценивают приближенно. При некоторых средних значениях  $\beta = 12^\circ$ ,  $\varepsilon_\alpha = 1,5$  и  $K_{H\alpha} = 1,1$  получаем  $Z_{H\beta} \approx 0,85$ , а формулы (4.11) и (4.13) проектного расчета путем умножения числовых коэффициентов на  $\sqrt[3]{Z_{H\beta}^2}$  для косозубых передач запишем в виде

$$d_1 = 1,2 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \quad (4.30)$$

$$a \approx 0,75 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{bd}}} \quad (4.31)$$

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба. Расчет выполняют по аналогии с прямозубыми передачами с учетом увеличения прочности косозубых передач (см. выше). При этом формулы (4.19) и (4.20) для косозубых передач записываются в виде:

для проверочного расчета

$$\sigma_F = \frac{Y_F Z_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_w} \leq [\sigma_F] \quad (4.32)$$

для проектного расчета (принимая приближенно  $K_{Fv} \approx 1$  см. табл. 4.3)

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_{F\beta} Y_F Z_{F\beta}}{z_1 \psi_{bd} [\sigma_H]}} \quad (4.33)$$

Здесь  $Z_{F\beta}$  – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} \quad (4.34)$$

Коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  [см. формулу (4.25)] учитывает уменьшение нагрузки расчетного зуба ввиду многопарности зацепления.  $K_{F\alpha}$  – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (см. табл. 4.3).  $Y_\beta = \frac{1 - \beta^\circ}{140}$  – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона

контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки (см. рис. 4.28). При этом равнодействующая нагрузки приближается к основанию зуба, а изгибающий момент уменьшается. Формула для  $Y_\beta$  построена на основании экспериментов при ( $\beta \leq 40^\circ$ ). Коэффициент формы зуба  $Y_F$  выбирается по графику рис. 4.21, при эквивалентном числе зубьев  $z_v$  – по формуле (4.22).

#### 4.6 Конические зубчатые передачи

Общие сведения и характеристика. Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом  $\Sigma$  (рис. 4.30 и 4.31). Наиболее распространены передачи с углом  $\Sigma = 90^\circ$ .

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы  $\Sigma$ ,  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов.

Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается, неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (см. рис. 4.14). В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что, по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи

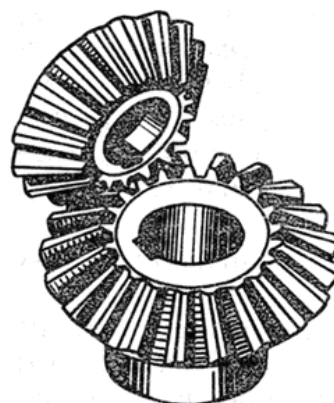


Рис. 4.30

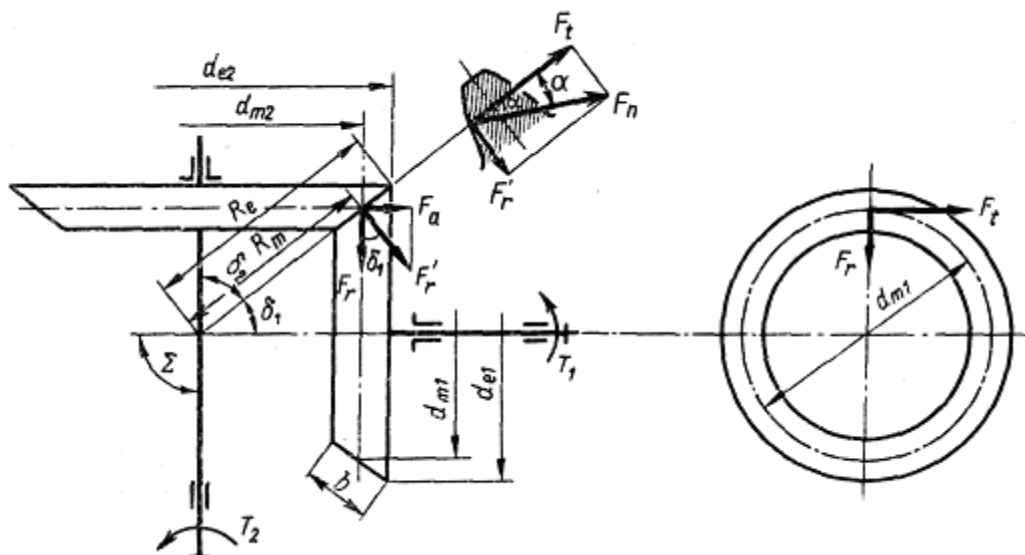


Рис. 4.31

имеют широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов иногда необходимо располагать валы под углом.

**Геометрические параметры.** Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . При коэффициентах смещения инструмента  $x_1+x_2=0$  начальные и делительные конусы совпадают. Этот наиболее распространенный вариант рассматривается ниже. Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов (см. рис. 4.32), называют дополнительными конусами. Сечение зубьев дополнительным конусом называют торцовым сечением. Различают внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, сопровождаются индексом  $e$ , например  $d_e$ ,  $R_e$  и др. Размеры в среднем сечении сопровождаются индексом  $m$ :  $d_m$ ,  $R_m$  и др.;  $\mathcal{J}_e$  и  $R_e$  – внешнее и среднее конусные расстояния,  $b$  – ширина зубчатого венца.

Размеры по внешнему торцу удобнее для измерения, их указывают на чертежах. Размеры в среднем сечении используют при силовых расчетах. Зависимости размеров в среднем и торцовом сечениях:

$$R_e = R_m + 0,5b, \quad d_e = \frac{d_m R_e}{R_m}, \quad m_{te} = \frac{m_m R_e}{R_m} \quad (4.35)$$

Для прямозубых передач торцовое  $t$  и нормальное  $n$  сечения совпадают. При этом  $m_{te} = m_{ne}$  округляют до стандартного (см. табл. 4.1).

**Передаточное число.** Как и у цилиндрических передач,

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Кроме того, выразив  $d_1$  и  $d_2$  через конусное расстояние  $R$  и углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , получим

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (4.36)$$

Формулы (4.36) используют для определения углов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

**Силы в зацеплении прямозубой конической передачи.** В зацеплении конической передачи действуют силы крутящая  $F_b$ , радиальная  $F_r$  и осевая  $F_a$ . Зависимость между этими силами нетрудно установить с помощью рис. 4.31, где силы изображены приложенными к шестер-

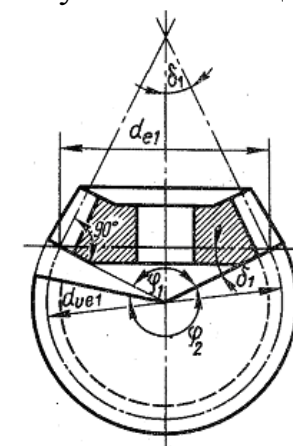


Рис. 4.32

не. По нормали к зубу действует сила  $F_n$ , которую раскладывают на  $F_t$  и  $F'_r$ . В свою очередь,  $F'_r$  раскладывается на  $F_a$  и  $F_r$ . Здесь

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}}, \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha}, \quad F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= \frac{F'_r}{\cos \delta_1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \\ F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (4.37)$$

Для колеса направление сил противоположно. При этом  $F_a$  – радиальная сила, а  $F_r$  – осевая.

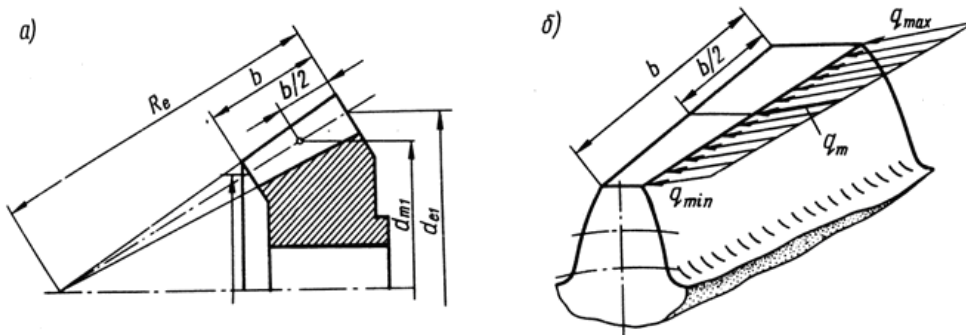


Рис. 4.33

**Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому.** Параметры эквивалентных колес используют при расчетах на прочность. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом  $\varphi_t$  (рис. 4.32) почти (с достаточной для прочностных расчетов точностью) такая же, как у цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное цилиндрическое колесо получим как развертку дополнительного конуса, которая ограничена углом  $\varphi_2$ . Диаметры эквивалентных колес

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.38)$$

Выражая диаметры через  $z$  и  $m$ , запишем  $z_{v1}m_e = z_1m_e/\cos \delta_1$  или числа зубьев эквивалентных колес

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (4.39)$$

**Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.** Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 4.33 а). Все поперечные сечения зуба геометрически по-

добны. При этом удельная нагрузка  $q$  распределяется неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от деформации и жесткости зуба в различных сечениях. Можно доказать, что нагрузка распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба.

При геометрическом подобии зубьев в различных сечениях их жесткость, как консольных оболочек постоянна по всей ширине колеса. Для оценки деформации положим, что зубья колеса 2 абсолютно жесткие, а зубья колеса 1 податливые. При заторможенном колесе 2 нагруженное колесо 1 повернется на угол  $\Delta\varphi$  вследствие податливости зубьев. Прогиб зубьев в различных сечениях равен  $r\Delta\varphi$ , где  $r$  – радиус в соответствующем сечении. При постоянной жесткости нагрузка пропорциональна деформациям или в нашем случае радиусам  $r$ , которые, в свою очередь, пропорциональны расстояниям от вершины делительного конуса (рис. 4.33, б). Если модуль зубьев и нагрузка изменяются одинаково, то напряжения изгиба остаются постоянными [см. формулу (4.19)] по всей длине зуба.

Это позволяет вести расчет по любому из сечений. На практике за расчетное сечение принято среднее сечение зуба с нагрузкой  $q_m$ . По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [формула (4.19)] запишем

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{\mathcal{G}_F b_w m_m} \leq [\sigma_F] \quad (4.40)$$

где для прямозубой передачи  $\mathcal{G}_F \approx 0,85$  – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической,  $m_m$  – модуль в среднем нормальном сечении зуба.

Коэффициент формы зуба  $Y_F$  определяют по графику рис. 4.21 в соответствии с эквивалентным числом зубьев  $z_v$  [см. формулу (4.39)]. Коэффициент нагрузки  $K_F$  см. ниже.

**Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактными напряжениями.** Для конического зацепления  $\rho_{np}$  в формуле (4.7) определяют по диаметрам эквивалентных колес. Согласно формулам (4.38), для среднего сечения зуба получим

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left( \cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right)$$

Учитывая связь тригонометрических функций и формулу (4.36), находим

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

После подстановки и несложных преобразований запишем

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left( \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (4.41)$$

На основании формулы (4.41) можно отметить, что приведенный радиус кривизны в различных сечениях зуба конического колеса изменяется пропорционально диаметрам этих сечений или расстоянию от вершины начального конуса. Ранее было сказано, что удельная нагрузка  $q$  также пропорциональна этим расстояниям. Следовательно, отношение  $q/\rho_{np}$  постоянно для всех сечений зуба. При этом постоянными остаются и контактные напряжения по всей длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению (в данном случае по среднему). Удельная нагрузка в этом сечении (рис. 4.33)

$$q_m = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w} \quad (4.42)$$

Сравнивая формулы (4.41) и (4.42) с аналогичными формулами (4.8) и (4.9) для прямозубых цилиндрических передач, отмечаем, что формулы для  $q$  совпадают, а для  $1/\rho_{np}$  различаются только числителями:  $\sqrt{u^2 + 1}$  вместо  $u + 1$ . Учитывая это различие, переписываем формулу (4.10) для проверочного расчета прямозубых конических передач в виде

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{\mathcal{G}_F d_{m1}^2 b_w \sin 2\alpha} \left( \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H] \quad (4.43)$$

где  $\mathcal{G}_F = 0,85$  – опытный коэффициент (см. ранее о коэффициенте  $\mathcal{G}_F$ ).

Для проектного расчета формулу (4.43) преобразуют. При этом учитывают, что основными габаритными размерами для конических передач являются  $d_{e2}$  и  $R_e$ , а нагрузка характеризуется моментом  $T_2$  на ведомом валу. Вводят эти параметры в формулу (4.43) и после преобразований получают

$$d_{e2} = 1,7 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 u K_{H\beta}}{\mathcal{G}_F [\sigma_H]^2 (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (4.44)$$

где  $K_{be} = b_w/R_e$  – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендуют  $K_{be} \leq 0,3$ . Меньшие



значения для неприрабатывающихся материалов ( $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ или  $v > 15$  м/с).

Наиболее распространено значение  $K_{be} = 0,285$ . При этом

$$d_{e2} \approx 2,93 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 u K_{H\beta}}{9_F [\sigma_H]^2}}, \quad (4.45)$$

В формулах (4.44) и (4.45) принято:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $K_{H\beta} \approx 1,5$  (см. табл. 4.3) и для распространенных значений  $K_{be}$  приближенно  $(1 - K_{be})^2 \approx 1,03(1 - K_{be})$ . При выводе формул учтены геометрические зависимости:

$$d_{m1} = \frac{d_{m2}}{u} = \frac{d_{e2} R_m}{R_e u} = \frac{d_{e2} (R_e - 0,5b_w)}{R_e u} = \frac{d_{e2} (1 - 0,5K_{be})}{u};$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u};$$

$$b_w = K_{be} R_e = \frac{K_{be} 0,5d_{e2}}{\cos \delta_1} = K_{be} 0,5d_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}.$$

**Коэффициенты расчетной нагрузки  $K_H$  и  $K_F$**  находим по формуле (4.4), значения  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  – по табл. 4.3 с понижением точности на одну степень против фактической,  $K_{H\beta}$  – по графикам рис. 4.34 [11]. На рис. 4.34, а номера кривых соответствуют схемам передач,  $1ш$  – шариковые,  $1р$  – роликовые опоры; рис. 4.34, б – при твердости рабочих поверхностей зубьев хотя бы у одного из колес пары  $H \leq 350$  НВ; рис. 4.33, в – при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ; сплошные линии для прямозубых передач, штрихпунктирные для передач с круговыми зубьями (для этих

передач при  $H_2 \leq 350$  НВ принимают  $K_{H\beta} = 1$ ).

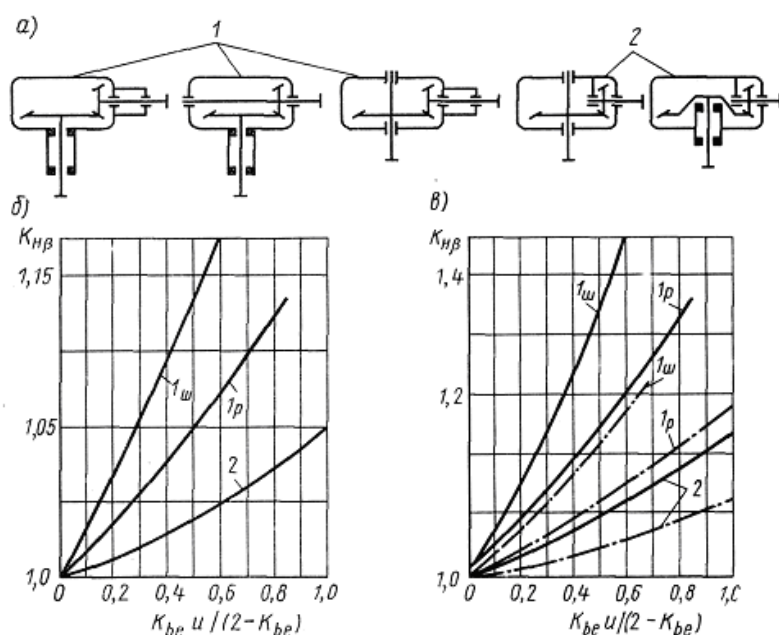


Рис. 4.34

$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5$  – эта формула учитывает более благоприятное влияние приработки на контактную прочность, чем на изгибную, и более тяжелые последствия поломки зубьев [11].

Методика определения модуля, числа зубьев и других исполнительных размеров передачи аналогична методике определения этих параметров для цилиндрических колес.

#### 4.7 Конические передачи с непрямыми зубьями

Из различных типов конических колес с непрямыми зубьями на практике получили распространение колеса с косыми или тангенциальными зубьями и колеса с круговыми зубьями (рис. 4.35).

Тангенциальный зуб направлен по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом  $e$  и составляет с образующей

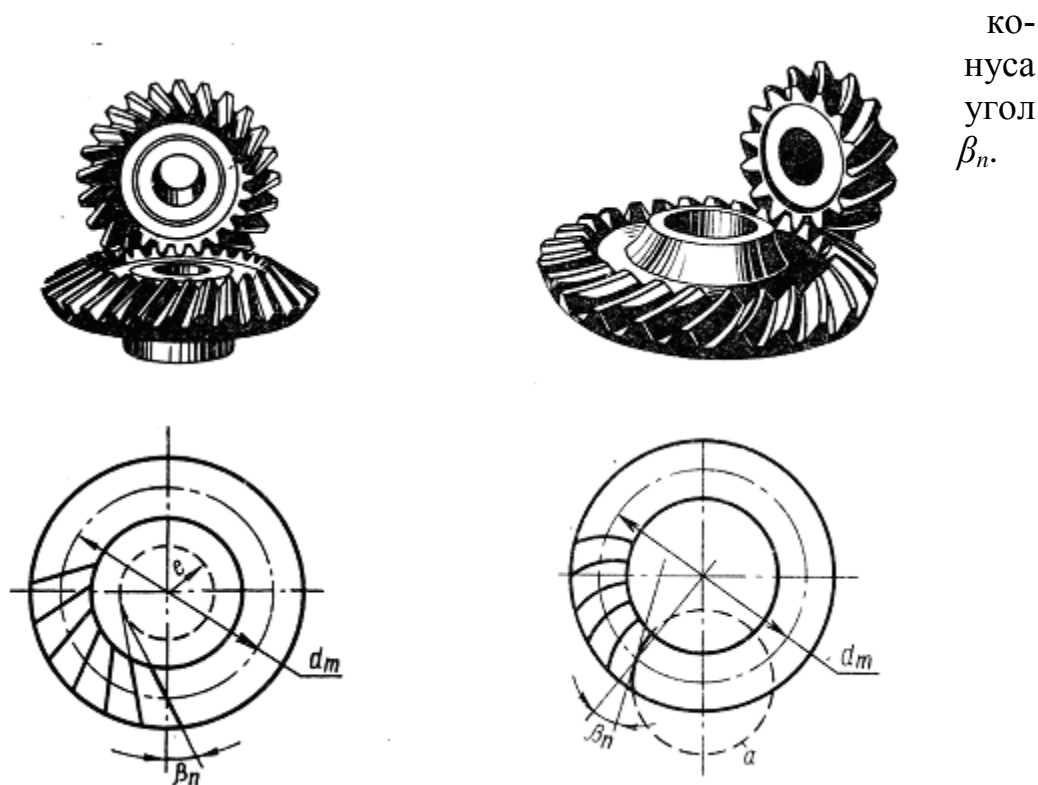


Рис. 4.35

Круговой зуб располагается по дуге окружности  $a$ , по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса, как угол между касательной к окружности и образующей конуса в данной точке. Значения углов  $\beta_n$  выполняют до  $25...30^\circ$  для колес с тангенциальным зубом и  $\beta_n \approx 35^\circ$  для колес с круговым зубом.

Преимущественное применение получили колеса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства. Назначение непрямого зуба в конических передачах то же, что и косоугольного зуба у цилиндрических передач.

Силы в зацеплении. Определяют по формулам:

*окружная сила*

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad (4.46)$$

*радиальная сила*

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \sin \delta_1) \quad (4.47)$$

*осевая сила*

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1) \quad (4.48)$$

В последних формулах знак зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни, и линии наклона зуба как винтовой линии. Верхние знаки – направления момента (при наблюдении с внешнего торца) и винтовой линии зуба – совпадают, нижние – не совпадают.

Расчет прочности конических колес с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биэквивалентных цилиндрических прямозубых колес. Используя зависимости (4.38), (4.39) для конических прямозубых колес и (4.21), (4.22) для цилиндрических косозубых колес, можно записать: диаметр и число зубьев биэквивалентного колеса

$$d_{\text{вн}} = \frac{d_e}{\cos \delta \cos^2 \beta_n}; \quad z_{\text{вн}} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n} \quad (4.49)$$

**Прочность по напряжениям изгиба.** Рассчитывают по формуле (4.40), в которой  $Y_F$  – по графику рис. 4.21 в зависимости от  $z_{\text{вн}}$  [см. формулу (4.49)];  $\vartheta_F$  – по рекомендациям (см. ниже).

**Контактная прочность.** Рассчитывают по формуле (4.43) при проверочном расчете и формулам (4.44) или (4.45) при проектном расчете, где для передач с круговыми зубьями рекомендуют:

Твердость	$H_1$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1$ и $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$
-----------	---------------------------------	--	-----------------------------------

$\mathcal{G}_H$	$1,22+0,21u$	$1,13+0,13u$	$0,81+0,15u$
$\mathcal{G}_F$	$0,94+0,08u$	$0,85+0,043u$	$0,65+0,11u$

Напомним, что для прямозубых передач  $\mathcal{G}_H = \mathcal{G}_F \approx 0,85$ . Сравнивая, отмечаем, что нагрузочная способность передач с круговыми зубьями в среднем в 1,4...1,5 раза больше.

**Модуль и число зубьев.** В общем случае рекомендуют  $z_{\text{вн1}} \geq z_{\text{min}} = 17$  – условие отсутствия подрезания;  $m_{\text{re}} \geq \frac{b}{10}$ . Последнее условие предусматривает уменьшение размеров или модуля зуба с увеличением  $b$  и  $K_{be}$ , что может привести к поломке при перекосе зубьев.

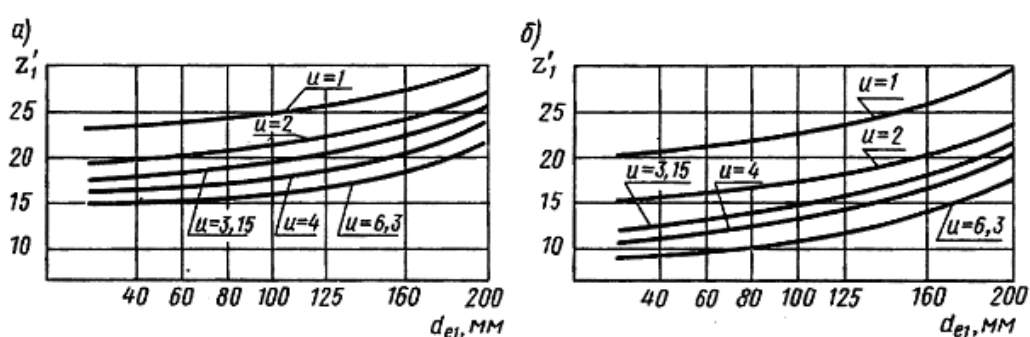


Рис. 4.36

Учитывая особое значение выбора  $m$  и  $z$ , для конических передач разработаны специальные рекомендации (рис. 4.36, а – для прямозубых, рис. 4.36, б – с круговым зубом). По значению  $z_1'$  определяют:

$z_1 = 1,6z_1'$	при $H_1$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$
$z_1 = 1,3z_1'$	при $H_1 \geq 45 \text{HRC}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$
$z_1 = z_1'$	при $H_1$ и $H_2 \geq 45 \text{HRC}$

По  $z_1$  определяют  $m_{\text{im}} = \frac{d_{m1}}{z_1}$  и  $m_{\text{nm}} = m_{\text{im}} \cos \beta_n$ . Значение  $m_{\text{nm}}$  для круговых зубьев округляют до стандартного. Для прямозубых передач стандартным назначают  $m_{\text{ne}}$ .

**Смещение  $x$ .** В конических передачах с  $u > 1$  для повышения сопротивления заеданию рекомендуют [11] выполнять шестерню с положительным смещением ( $x_1 > 1$ ), а колесо с равным по абсолютному значению отрицательным смещением ( $x_2 = -x_1$ ). Значения  $x_1$  для прямозубых и  $x_{n1}$  для передач с круговыми зубьями определяют по таблицам ГОСТ 19624-74 и 19326-73 или по формуле ЭНИМС:

$$x_1 = x_{n1} = 2(1 - 1/u^2) \sqrt{\cos^3 \beta_n / z_1}$$

#### 4.8 Краткие сведения о зубчатых передачах с перекрещивающимися осями (винтовых и гипоидных)

В этих передачах, так же как и в конических, оси валов располагаются под углом, но не пересекаются, а перекрещиваются, т. е. проходят на некотором расстоянии  $a$  друг от друга (рис. 4.37 и 4.38).

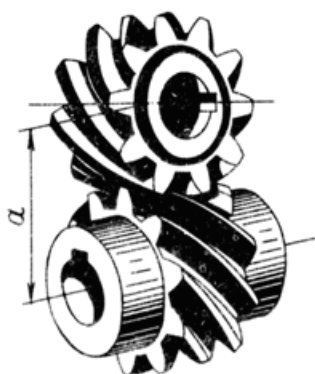


Рис. 4.37

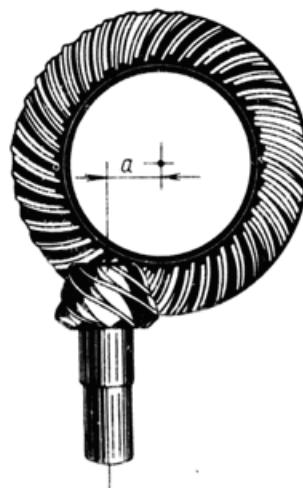


Рис. 4.38

Перекрестное расположение осей придает этим передачам некоторые особенности, которые используют на практике. Например, подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны колеса; оба вала могут продолжаться в обе стороны от колеса, что позволяет передавать движение от одного ведущего вала нескольким ведомым.

Основными недостатками передач с перекрещивающимися осями являются повышенное скольжение в зацеплении и связанные с этим повышенный износ и склонность к заеданию.

Винтовые и гипоидные передачи применяют преимущественно в специальных изделиях. Поэтому в курсе деталей машин дается только общее понятие об этих передачах.

Винтовая передача (рис. 4.37) осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами. При перекрестном расположении осей валов начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья имеют точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении наблюдается большое скольжение. Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяют главным образом

в кинематических целях приборов. В силовых передачах их заменяют червячными передачами с многозаходными червяками. Во многих случаях такая замена целесообразна и в передачах приборов. Прочностной расчет винтовых передач выполняют по условным формулам, основанным на экспериментальных данных.

Гипоидная передача (рис. 4.38) осуществляется коническими колесами с косыми или криволинейными зубьями. Вершины конусов колес не совпадают. Угол перекрещивания осей чаще всего выполняется равным  $90^\circ$ . В отличие от винтовых передач гипоидные могут быть выполнены с линейным контактом зубьев. Скорости скольжения в гипоидных передачах меньше, чем в винтовых. Поэтому они обладают повышенной нагрузочной способностью. На практике опасность заедания, связанная со скольжением, устраняется применением специальной противозадирной смазки (гипоидное масло) и термообработкой зубьев до высокой твердости, а также ограничением смещения осей  $a$  (рис. 4.38).

Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа. Гипоидные передачи применяют главным образом в автотракторном и текстильном машиностроении. Размещение карданного вала ниже оси ведущих колес автомобиля позволяет понизить центр тяжести автомобиля и тем самым повысить его устойчивость. Применение гипоидной передачи в прядильных машинах позволяет передавать движение от одного вала многим десяткам веретен. Расчет гипоидных передач излагается в специальной литературе.

## 4.9 Червячные передачи

Червячная передача (рис. 4.39) относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен  $90^\circ$ . Возможны и другие углы, отличные от  $90^\circ$ , однако такие передачи применяют редко.

Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости.

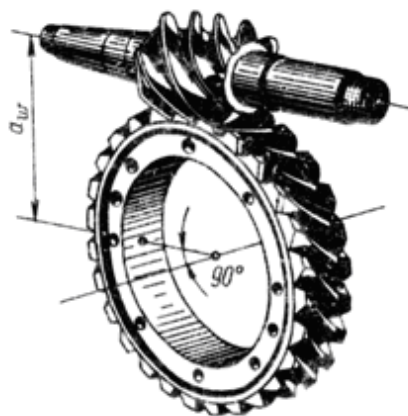


Рис. 4.39

### 4.9.1 Геометрические параметры и способы изготовления передач

В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диа-

метры начальных и делительных цилиндров (рис. 4.40):  $d_{w1}$ ,  $d_{w2}$  – начальные диаметры червяка и колеса;  $d_1$ ,  $d_2$  – делительные диаметры червяка и колеса. В передачах без смещения  $d_{w1} = d_1$ ,  $d_{w2} = d_2$ . Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления.

**Червяки.** Различают по следующим признакам: форме поверхности, на которой образуется резьба, – **цилиндрические** (рис. 4.40, 4.41,а) и **глобoidные** (рис. 4.41,б); форме профиля резьбы – с **прямолинейным** (рис. 4.42, а) и **криволинейным** (рис. 4.42, б) профилем в

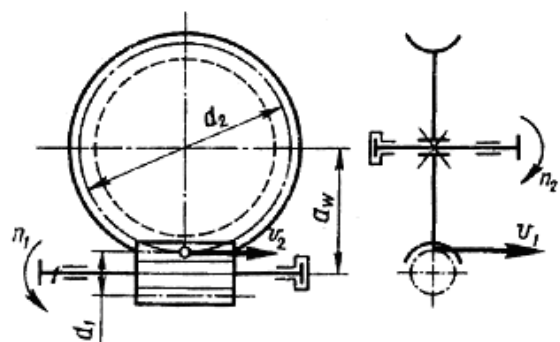


Рис. 4.40

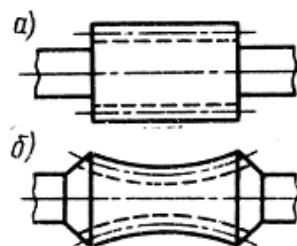


Рис. 4.41

осевом сечении.

Наиболее распространены цилиндрические червяки. У червяков с прямолинейным профилем в осевом сечении в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название архимедов червяк. Архимедов червяк подобен ходовому винту с трапецеидальной резьбой. Его можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках. Поэтому первые червячные передачи выполняли с архимедовыми червяками, которые широко применяют и в настоящее время.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости резьбы червяка (см. ниже). В последнее время все шире стали применять шлифовальные высокотвердые червяки при  $\geq 45$  HRC. Для шлифования архимедовых червяков тре-

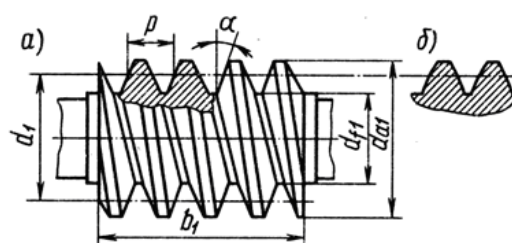


Рис. 4.42



буются специальные шлифовальные круги фасонного профиля, что затрудняет обработку и снижает точность изготовления. Поэтому архимедовы червяки изготавливают в основном с нешлифованными витками при  $\leq 350$  НВ. Для высокотвердых шлифуемых витков применяют эвольвентные червяки.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. Основное преимущество эвольвентных червяков – возможность шлифования витков плоской стороной круга. Однако для этого требуются специальные червячно-шлифовальные станки.

Способ изготовления является решающим при выборе профиля нарезки червяка, так как при одинаковом качестве изготовления форма профиля мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

Червячное колесо нарезают червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка. Только фреза имеет режущие кромки и наружный диаметр больше на двойной размер радиального зазора в зацеплении. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червячное колесо и червяк в передаче. Такой метод нарезания колеса автоматически обеспечивает сопряженность профилей червяка и червячного колеса и в то же время обуславливает необходимость введения стандарта на основные геометрические параметры червяка ( $\alpha$ ,  $m$ ,  $q$ ,  $z_1$ ,  $h_a^*$ ,  $c^*$ ) для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

На рис. 4.42:  $\alpha = 20^\circ$  – профильный угол (в осевом сечении для архимедовых червяков и в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с нарезкой эвольвентного червяка);  $m = \frac{p}{\pi}$  – осевой модуль.

Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной. Число заходов червяка обозначают  $z_1$ .

Делительный диаметр червяка связан с модулем коэффициентом диаметра червяка  $q = \frac{d_1}{m}$ . Значения  $m$  и  $q$  стандартизованы. Наиболее часто встречаются значения:

$$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 \text{ мм};$$

$q = 8; 10^*; 12,5^{**}; 16; 20$  (\* за исключением  $m = 2$ , \*\* за исключением  $m = 2,5$ )



В этом диапазоне для каждого значения модуля предусмотрены червячные фрезы при всех указанных значениях  $q$  и  $z$ .

Для того чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает уменьшение  $q$  с уменьшением  $m$ . При таком червяке увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления. Рекомендуют  $q \geq 0,25 z_2$ .

Угол подъема винтовой линии  $\gamma$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (4.50)$$

Диаметр (см. рис. 4.42, а)

$$d_1 = qm, \quad d_{a1} = d_1 + 2m, \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (4.51)$$

Длину нарезной части определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса (табл. 4.4)

Таблица 4.4

Коэффициент смещения $x$	Число заходов червяка $z_1$	
	1...2	4
0	$b_1 \geq (11+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,09z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5+0,09z_2)m$
-0,1	$b_1 \geq (10,5+z_1)m$	$b_1 \geq (10,5+z_1)m$
+0,5	$b_1 \geq (11+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,1z_2)m$
+0,1	$b_1 \geq (12+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13+0,1z_2)m$

Червячные колеса (рис. 4.43). При нарезке без смещения

$$d_2 = z_2 m, \quad d_{a2} = d_2 + 2m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m, \quad (4.52)$$

$$a_w = 0,5(q + z_2)m.$$

По условию неподрезания зубьев,

$$z_2 \geq 28. \quad (4.53)$$

Размеры  $b_2$  и  $d_{aM2}$ , соответствующие углу обхвата червяка колесом  $2\delta \approx 100^\circ$  (силовые передачи):

$z_1$	1	2	4
$d_{aM2}$	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
$b_2$	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

Червячные передачи со смещением. Для нарезания червячных колес со смещением и без смещения на практике используют один и тот же инструмент. Поэтому червяк (аналог инструмента) всегда нарезают без смещения. Смещение инструмента при нарезании колеса выполняют в целях округления дробных значений межосевых расстоя-

ний до размеров из ряда  $Ra40$ , а также вписывания в заданное или стандартное межосевое расстояние.

Стандартные межосевые расстояния установлены для стандартных редукторов  $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 200; 225; 280; 315; 355; 400; 450; 500$  мм. Для нестандартных передач не обязательно придерживаться этих значений. Следует иметь в виду, что межосевое расстояние можно округлить и путем некоторого отклонения от передаточного отношения, т. е. путем изменения  $z_2$ .

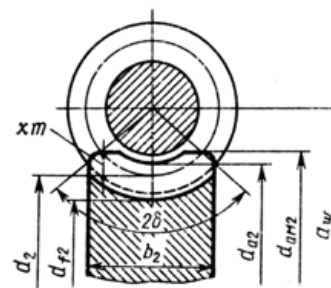


Рис. 4.43

При заданном межосевом расстоянии  $a_w$  коэффициент смещения

$$\left. \begin{aligned} x &= a_w / m - 0,5(q + z_2) \\ \text{или } a_w &= 0,5(q + z_2 + 2x)m \end{aligned} \right\} \quad (4.54)$$

У червячного колеса со смещением

$$d_{2a} = (z_2 + 2 + 2x)m, \quad d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2x)m. \quad (4.55)$$

все другие размеры остаются неизменными.

По условию неподрезания и незаострения зубьев значение  $x$  на практике допускают в пределах до  $+0,7$  (реже  $+1$ ).

Точность изготовления. Стандартом на червячные передачи СТ СЭВ 311-76 установлено 12 степеней точности. Степени точности 3, 4, 5 и 6 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая кинематическая точность; степени 5, 6, 7, 8 и 9 – для силовых передач (табл. 4.5). Основы стандарта на точность червячных передач такие же, как и для зубчатых.

Таблица 4.5

Степень точности, не ниже	Скорость скольжения $v_s$ , м/с	Обработка	Примечание
7	$\leq 10$	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными червячными фрезами. Обкатка под нагрузкой	Передача с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	$\leq 5$	Допускается червяк с $\leq 350$ НВ, нешлифованный. Колесо	Передачи среднескоростные со средними требованиями к шу-

		нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой	му, габаритам и точности
9	$\leq 2$	Червяк с $\leq 350\text{HВ}$ не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями

Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. Как было отмечено, в зубчатых передачах осевое смещение колес и небольшие изменения межосевого расстояния не влияют на распределение нагрузки по длине зуба. В червячных передачах это влияние весьма существенно. Поэтому здесь устанавливают более строгие допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях обычно предусматривают возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка, а при монтаже это положение проверяют по пятну контакта (краске).

#### 4.9.2 Кинематические параметры передач

Передаточное отношение. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости  $v_1$  и  $v_2$  не совпадают (см. рис. 4.40). Они направлены под углом  $90^\circ$  и различны по значению. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением  $\frac{d_2}{d_1}$ , в относительном движении

начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо  $\frac{z_2}{z_1}$  оборотов червяка, т. е.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (4.56)$$

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев

шестерни в зубчатой передаче. Так как  $z_1$  может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение. Это и является основным достоинством червячных передач. В силовых червячных передачах наиболее распространены  $i = 10 \dots 60(80)$ ; в кинематических цепях приборов и длительных механизмов встречаются  $i$  до 300 и более.

Ведущим в большинстве случаев является червяк.

*Скольжение в зацеплении.* При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре. Скорость скольжения  $v_s$  направлена по касательной к винтовой линии червяка. Как относительная скорость она равна геометрической разности абсолютных скоростей червяка и колеса, которыми в данном случае являются окружные скорости  $v_1$  и  $v_2$

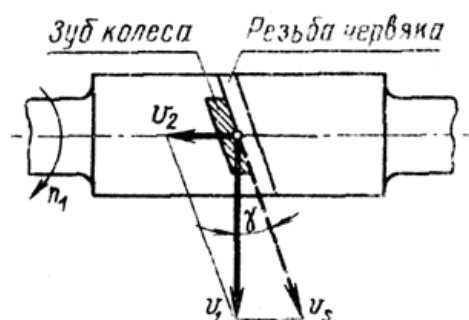


Рис. 4.44

которые в данном случае являются окружные скорости  $v_1$  и  $v_2$  (см. рис. 4.40 и 4.44);  $\overline{v_s} = \overline{v_1} - \overline{v_2}$  или  $\overline{v_s} + \overline{v_2} = \overline{v_1}$  и, далее,

$$\left. \begin{aligned} v_s &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \\ v_1 &= \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}, \\ \frac{v_2}{v_1} &= \operatorname{tg} \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (4.57)$$

Здесь  $\gamma$  – угол подъема винтовой линии червяка. Так как практически  $\gamma < 30^\circ$  (см. ниже), то в червячной передаче  $v_2$  всегда значительно меньше  $v_1$ , а  $v_s$  больше  $v_1$ .

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного к. п. д., повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

### 4.9.3 К. п. д. червячной передачи

К. п. д. червячной передачи, так же как и зубчатой, определяют по формуле (4.58). Различаются только формулы для определения потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой для червячных передач запишем к. п. д. зацепления при ведущем червяке:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (4.58)$$

К. п. д. увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается  $\gamma$ ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения  $\varphi$ . Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получают

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (4.59)$$

При  $\gamma \leq \varphi$ ,  $\eta_3 = 0$  передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных и других механизмах. Следует учитывать, что, согласно формуле (4.58), к. п. д. самотормозящей передачи мал и всегда меньше 0,5. Для надежности самоторможения рекомендуют  $\gamma \leq 0,5\varphi$ .

Опытом установлено, что при наличии удовлетворительной смазки значение коэффициента трения  $f$  зависит от скорости скольжения (табл. 4.6) (червяк стальной, колесо из оловянной бронзы).

Таблица 4.6

$v_s$ , м/с	$f$	$\varphi$
0,01	0,11...0,12	6°17'...6°51'
0,1	0,08...0,09	4°34'...5°09'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'
0,5	0,005...0,065	3°09'...3°43'
1	0,045...0,055	2°35'...3°09'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'
2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
7	0,018...0,026	1°02'...1°29'
10	0,016...0,024	0°55'...1°22'

15	0,014...0,020	0°48'...1°09'
----	---------------	---------------

С увеличением  $v_s$  снижается  $f$ . Это объясняется тем, что повышение  $v_s$  приводит к постепенному переходу от режимов полужидкостного трения к жидкостному трению.

Кроме скорости скольжения значение коэффициента трения зависит от шероховатости поверхностей трения, а также качества смазки. В соответствии с этим нижние значения в табл. 9.3 относятся к передачам с закаленными полированными червяками при хорошей смазке.

Для предварительных расчетов, когда размеры  $\gamma$  и  $v_s$  передачи еще не известны, к. п. д. можно оценивать ориентировочно по средним значениям:

$z_1$	1	2	4
$\eta$	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

После определения размеров передачи значение выбранного к. п. д. проверяют расчетом.

#### 4.9.4 Силы в зацеплении

В червячном зацеплении (рис. 4.45) действуют: окружная сила червяка  $F_{t1}$ , равная осевой силе колеса  $F_{a2}$ ,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (4.60)$$

Окружная сила колеса  $F_{t2}$ , равная осевой силе червяка  $F_{a1}$ ,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (4.61)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{радиальная сила} \quad F_r = F_{t2} = \operatorname{tg} \alpha; \\ \text{нормальная сила} \quad F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma} \end{array} \right\} \quad (4.62)$$

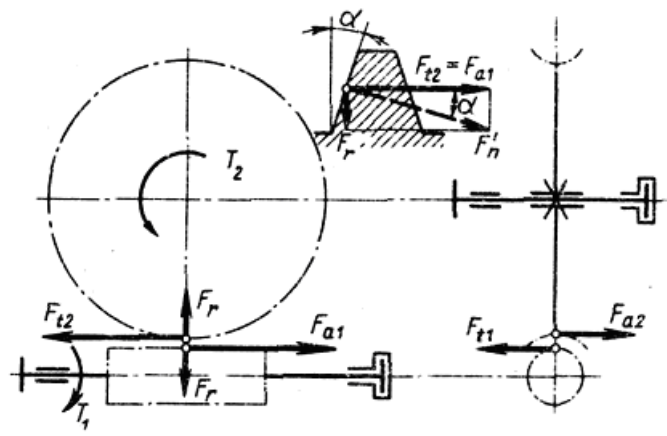


Рис. 4.45

Формулы (4.62) получены на основании рис. 4.45, на котором изображено осевое сечение витка червяка. В осевой плоскости силы  $F_{t2}$  и  $F_r$ , являются составляющими  $F_n' = F_n \cos \gamma$  (проекция нормальной силы на осевую плоскость). В формулах (4.60) и (4.61)  $T_1$  и  $T_2$  – моменты на червяке и колесе:

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (4.63)$$

#### 4.9.5 Оценка и применение

На основе вышеизложенного можно отменить следующие основные преимущества червячной передачи: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре; плавность и бесшумность работы; повышенная кинематическая точность; возможность самоторможения (при низком к. п. д.).

Недостатки этой передачи: сравнительно низкий к. п. д.; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки (точное  $a_w$ , совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность, например делительные устройства, механизмы наведения и г. п. Червячные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении и др.

Пониженный к. п. д. и склонность червячных передач к заеданию ограничивают их применение областью низких и средних мощностей при периодической кратковременной работе. Мощность червячных

передач обычно не превышает 50...60 кВт. При больших мощностях и длительной работе потери в червячной передаче столь существенны, что ее применение становится невыгодным.

#### 4.9.6 Расчет прочности зубьев

Основные критерии работоспособности и расчета. Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактными напряжениям. В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. При мягком материале колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазывании» бронзы на червяк, при котором передача может еще работать продолжительное время. При твердых материалах (алюминиево-железистые бронзы, чугун и т. п.) заедание переходит в задиру поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса.

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта.

Из теории смазки известно, что наиболее благоприятным условием для образования жидкостного трения является перпендикулярное направление скорости скольжения (рис. 4.46) к линии контакта ( $\psi = 90^\circ$ ). В этом случае смазка затягивается под тело А.

Между трущимися телами (А и В) образуется непрерывный масляный слой; сухое трение металлов заменяется жидкостным. При направлении скорости скольжения вдоль линии контакта ( $\psi = 0^\circ$ ) масляный слой в контактной зоне образоваться не может; здесь будет сухое и полусухое трение. Чем меньше угол  $\psi$ , тем меньше возможность образования жидкостного трения.

Последовательное расположение контактных линий (1, 2, 3...) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 4.47 Там же показаны скорости скольжения, направление которых близко к направлению окружной скорости червяка [см. рис. 4.44 и формулу (4.57)]. В заштрихованной зоне направление  $v_s$  почти совпадает с направлением контактных линий; условия смазки здесь затруднены. Поэтому

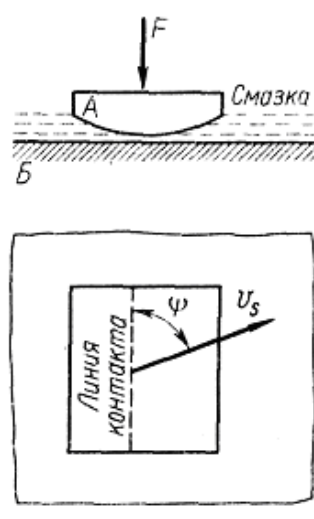


Рис. 4.46

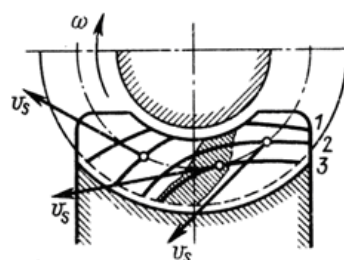


Рис. 4.47



при больших нагрузках в этой зоне начинается заедание, которое распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

Для предупреждения заедания ограничивают значения контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк – сталь, колесо – бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от значения контактных напряжений. Поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко модульных колесах с большим числом зубьев ( $z_2 > 100$ ) напряжения изгиба могут оказаться решающими. Расчет по напряжениям изгиба выполняют как основной для передач ручных приводов.

Расчет на прочность по контактным напряжениям. Основное уравнение (4.7)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}} \quad (4.64)$$

применяют и для червячного зацепления. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении  $\rho_1 = \infty$ . При этом по формуле (4.9) с учетом уравнения (4.21) находим

$$\frac{1}{\rho_{np}} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}$$

По аналогии с косозубой передачей, удельная нагрузка для червячных передач

$$q = \frac{F_n K_H}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2} K_H}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{T_2 K_H}{d_2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos \alpha},$$

где  $l_\Sigma = \frac{d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi}{\cos \gamma}$  – суммарная длина контактной линии (см. рис. 4.43);

$\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$  – торцовый коэффициент перекрытия, в средней плоскости червячного колеса;  $\xi \approx 0,75$  – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата ( $2\delta$ ), а так, как пока-

зано на рис. 4.47. После подстановки в формулу (4.64) найдем

$$\sigma_H = 1,8 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.65)$$

Приближенно при  $\alpha = 20^\circ$  и  $x = 0$  [30]

Для проектного расчета формулу (4.65) решают относительно  $d_2$ , заменяя  $d_1 = qm = \frac{qd_2}{z_2}$  и принимая  $\alpha = 20^\circ$ ,  $K_H \approx 1,1$ ,  $\gamma \approx 10^\circ$ ,  $2\delta = 100^\circ = 1,75$  рад,  $\varepsilon_\alpha = 1,9$ ,  $\xi = 0,75$ .

$$\text{При этом } d_2 = 1,25 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}} \quad (4.66)$$

$$\text{Учитывая } a_w = 0,5d_2 (q/z_2 + 1) \quad (4.67)$$

решаем формулу (4.66) относительно межосевого расстояния:

$$a_w = 0,625d_2 (q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}} \quad (4.68)$$

В формулах (4.65)...(4.70)  $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ , где  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов червяка и колеса:  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – сталь;  $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$  МПа – бронза, чугун.

При проектном расчете отношением  $q/z_2$  задаются. При этом учитывают следующее. Неравномерность распределения нагрузки в зацеплении существенно зависит от прогиба червяка. В свою очередь, этот прогиб зависит от диаметра червяка и расстояния между опорами. Диаметр червяка пропорционален  $q$ , а расстояние между опорами пропорционально диаметру колеса или  $z_2$  (см. рис. 4.40). Поэтому при больших  $z_2$  следует принимать большие  $q$ .

Однако при увеличении  $q$  уменьшаются  $\gamma$  и к. п. д. [см. формулы (4.50) и (4.58)], а также увеличиваются габариты передачи. Для силовых передач принимают  $q/z_2 = 0,22...0,4$ .

Расчет на прочность по напряжениям изгиба. По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса. Точный расчет напряжений изгиба усложняется переменной формой сечения зуба

по ширине колеса и тем, что основание зуба расположено не по прямой линии, а по дуге окружности (см. рис. 4.43). В приближенных расчетах червячное колесо рассматривают как косозубое. При этом в формулу (4.32) вводят следующие поправки и упрощения.

1. По своей форме зуб червячного колеса прочнее зуба косозубого колеса (примерно на 40%). Это связано с дуговой формой зуба и с тем, что во всех сечениях, кроме среднего, зуб червячного колеса нарезается как бы с положительным смещением (см. *хт* на рис. 4.43). Особенности формы зуба червячных колес учитывает коэффициент формы зуба  $Y_F$ :

$z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37	40
$Y_F$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
$z_v$	45	50	60	80	100	150	300		
$Y_F$	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24		

2. Червячная пара сравнительно хорошо прирабатывается. Поэтому принимают  $K_{Fa} = 1$  и  $Y_{\beta} = 1$  [см. формулу (4.34)] и, далее,

$$z_{F\beta} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}\xi} = \frac{1}{1,9 \cdot 0,75} = 0,7.$$

При этом формулу (4.32) можно записать в виде

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2}K_F}{b_2m_n} \leq [\sigma_F], \quad (4.69)$$

где  $K_F$  – коэффициент расчетной нагрузки (см. ниже);  $m_n = m \cos \gamma$ ; значения  $Y_F$  приведены выше с учетом эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (4.70)$$

*Расчетная нагрузка.* Для червячных передач приближенно принимают

$$K_H = K_F = K_v K_{\beta},$$

где  $K_v$  – коэффициент динамической нагрузки;  $K_{\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки.

Как было отмечено выше, одним из достоинств червячной передачи является плавность и бесшумность работы. Поэтому динамические нагрузки в этих передачах невелики. При достаточно высокой

точности изготовления принимают  $K_\beta \approx 1$  при  $v_s < 3$  м/с;  $K_\beta = 1...1,3$  при  $v_s > 3$  м/с.

Хорошая прирабатываемость материалов червячной пары уменьшает неравномерность нагрузки по контактным линиям. При постоянной внешней нагрузке  $K_\beta \approx 1$  при переменной нагрузке  $K_\beta = 1,05...1,2$  – большие значения при малых  $q$  и больших  $z_2$ .

#### 4.9.7 Материалы и допускаемые напряжения

В связи с высокими скоростями скольжения и неблагоприятными условиями смазки материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей [8]. Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы (табл. 4.7), реже из латуни или чугуна. Оловянные бронзы типа ОФ10-1, ОНФ и другие считаются лучшим материалом для червячных колес, однако они дороги и дефицитны. Их применение ограничивают передачами при сравнительно больших скоростях скольжения ( $v_s = 5...25$  м/с). Безоловянистые бронзы, например алюминиево-железистые типа АЖ9-4 и др., обладают повышенными механическими характеристиками (НВ,  $\sigma_B$ ), но имеют пониженные противозадирные свойства.

Таблица 4.7

Материал колеса	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
		$\sigma_T$	$\sigma_B$
БРОФ10-1	В песок	120	200
БрОФЮ-1	В кокиль	150	260
БрОНФ	Центробежный	170	290
БрАЖ9-4	В песок	200	400

Их применяют в паре с твердыми ( $> 45$  HRC) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых  $v_s \leq 5$  м/с. Чугун серый или модифицированный применяют при  $v_s \leq 2$  м/с, преимущественно в ручных приводах.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз:  $[\sigma_H] \approx (0,85 \dots 0,9)\sigma_B$  при шлифованном и полированном червяке с твердостью  $\geq 45$  HRC;  $[\sigma_H] \approx c0,75\sigma_B$  при несоблюдении указанных условий для червяка. Для бронзы БрАЖ9-4  $[\sigma_H] \approx (300 \dots 25)\nu_s$  (МПа) – при шлифованном и полированном червяке с твердостью  $\geq 45$  HRC,  $C_v$  – коэффициент, учитывающий скорость скольжения:

$\nu_s$	$\leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$ м/с
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

При проектном расчете скорость скольжения (м/с) оценивают по приближенной зависимости

$$\nu_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}.$$

Приведенные зависимости относятся к длительному сроку службы при нагрузке, близкой к постоянной.

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз

$$[\sigma_H] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B.$$

Для проверки червячных передач на прочность при кратковременных перегрузках, которые не учитывают в основном расчете, принимают следующие предельные допускаемые напряжения: оловянные бронзы  $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T$ ; бронза БрАЖ9-4  $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T$ ;  $[\sigma_H]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$  для бронзы всех марок.

#### 4.9.8 Тепловой расчет, охлаждение и смазка передачи

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод теплоты недостаточный, передача перегревается и выходит из строя. Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность,

$$\Phi = P_1(1 - \eta), \quad (4.71)$$

где  $P_1$  – мощность на входном валу, Вт;  $\eta$  – к. п. д. передачи.

Через стенки корпуса редуктора теплота отдается окружающему воздуху, происходит естественное охлаждение. Количество теплоты, отданной при этом в секунду, или мощность теплоотдачи,

$$\Phi_1 = K(t_1 - t_0)A \quad (4.72)$$

где  $A$  – площадь поверхности охлаждения,  $m^2$ ;  $t_1$  – внутренняя температура редуктора или температура масла,  $^{\circ}C$ ;  $t_0$  – температура окружающей среды (воздуха),  $^{\circ}C$ ;  $K$  – коэффициент теплоотдачи,

Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Под площадью поверхности охлаждения  $A$  понимают только ту часть площади наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом. По последнему признаку обычно не учитывают площадь поверхности днища корпуса. Если корпус снабжен охлаждающими ребрами, то учитывается только 50 % площади их поверхности.

Допускаемое значение  $t_l$  зависит от сорта масла, его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел допускают  $t_l = 60...70^\circ\text{C}$  (наибольшая температура  $85...90^\circ\text{C}$ ). Авиационные масла допускают  $t_l = 100...120^\circ\text{C}$ .

Значение  $t_0$  указывают в задании на проектирование (обычно  $t_0 \approx 20^\circ\text{C}$ ).

В закрытых небольших помещениях при отсутствии вентиляции  $K \approx 8...10$ , в помещениях с интенсивной вентиляцией  $K \approx 14...17$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Значение  $K$  уменьшается при загрязнении корпуса редуктора.

Если в уравнении (4.71) и (4.72)

$$\Phi \leq \Phi_1, \quad (4.73)$$

это означает, что естественного охлаждения достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (рис. 4.48, а). При этом  $K$  повышается до  $20...28$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Обдуваемая поверхность обычно снабжена ребрами.
2. Устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой (рис. 4.48, б). При этом  $K$  повышается до  $90...200$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) при скорости воды в трубе до 1 м/с.
3. Применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 4.48, в).

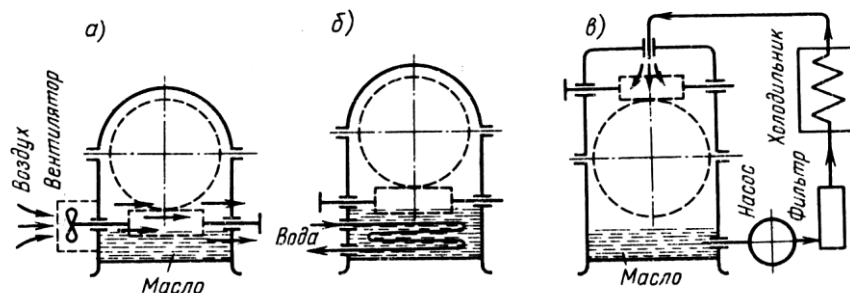


Рис. 4.48

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем частичного погружения одного из колес пары (см. рис. 4.39) или червяка (рис. 4.48, а, б) в масляную ванну. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и перемешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазывающие свойства), глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и  $1/3$  радиуса тихоходных колес. Рекомендуемое количество масла в ванне  $\sim 0,35 \dots 0,7$  л на 1 кВт передаваемой мощности.

При циркуляционной смазке (рис. 4.48, в) масло подают насосом в места зацепления и к подшипникам. При этом оно прогоняется через фильтр и холодильник. Непрерывная очистка масла является большим преимуществом циркуляционной смазки, ее применяют при окружных скоростях  $v > 12 \dots 15$  м/с.

Искусственное охлаждение применяют в некоторых случаях для червячных и всех глобоидных передач. Для зубчатых, а также для червячных передач при сравнительно малой мощности и высоком к. п. д. (многозаходные червяки), как правило, достаточно естественного охлаждения. Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагруженности передачи.

#### 4.9.9 Глобоидные передачи

У глобоидных передач витки червяка образуются на глобоиде (см. рис. 4.49).

Нагрузочная способность этих передач примерно в 1,5 раза больше по сравнению с обычными червячными передачами. Повышение нагрузочной способности глобоидных передач объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта.

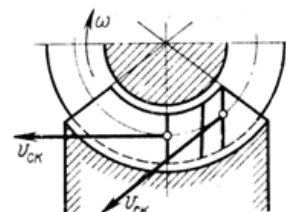


Рис. 4.49

В глобоидном зацеплении линии контакта располагаются почти

перпендикулярно направлению скоростей скольжения (рис. 4.49), что способствует образованию непрерывной масляной пленки на трущихся поверхностях (см. рис. 4.46 и 4.47). Благоприятные условия смазки способствуют устранению заедания и позволяют повысить значение контактных напряжений. Изготовление червячных передач с глобоидным червяком значительно сложнее, чем с цилиндрическим. При сборке необходимо обеспечить точное осевое положение не только колеса, но и червяка. Передачи очень чувствительны к износу подшипников и деформациям. Эти недостатки ограничивают применение глобоидных передач.

В настоящее время получают распространение цилиндрические червяки с вогнутым профилем витков.

Они проще в изготовлении и эксплуатации и в то же время не уступают глобоидным червякам по нагрузочной способности. У них также благоприятное расположение контактных линий для режима жидкостного трения.

Параметры оптимизации червячной передачи по сравнению с зубчатой дополняют числом заходов червяка  $z_1$  и коэффициентом диаметра червяка  $q$ . В качестве критериев оптимизации кроме цены или массы рассматривают значения к. п. д. и температуры редуктора.

#### **4.10 Ременные передачи**

Передачи фрикционного сцепления гибких звеньев (ремней) со шкивами, применяемые в машиностроении, называют ременными.

Классификация ременных передач. По типу ремней передачи делят на плоскоремные (рис. 4.50 а, б), клиноремные (рис. 4.50, в) и круглоремные (рис. 4.50, г, д). В последнее время получают распространение зубчато-ременные передачи. В зависимости от расположения валов передачи бывают с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями валов. Передача с параллельными валами, показанная на рис. 4.50, называется открытой. Передачи других типов применяют значительно реже.

По способам натяжения ремня имеются передачи, в которых натяжение создается путем предварительного упругого растяжения ремня (рис. 4.50), с помощью натяжного ролика (рис. 4.51, а), весом груза (рис. 4.51, б) или весом электродвигателя (рис. 4.51, в). В зависимости от линейных скоростей  $v$  ремня передачи делят на обыкновенные ( $v < 30$  м/с), скоростные ( $v < 60$  м/с) и сверхскоростные ( $v < 100$  м/с).



Области применения. Ременные передачи обычно применяют в качестве понижающих на быстроходных ступенях приводов при мощностях  $N < 50$  кВт, линейных скоростях ремня  $v = 5 - 15$  м/с

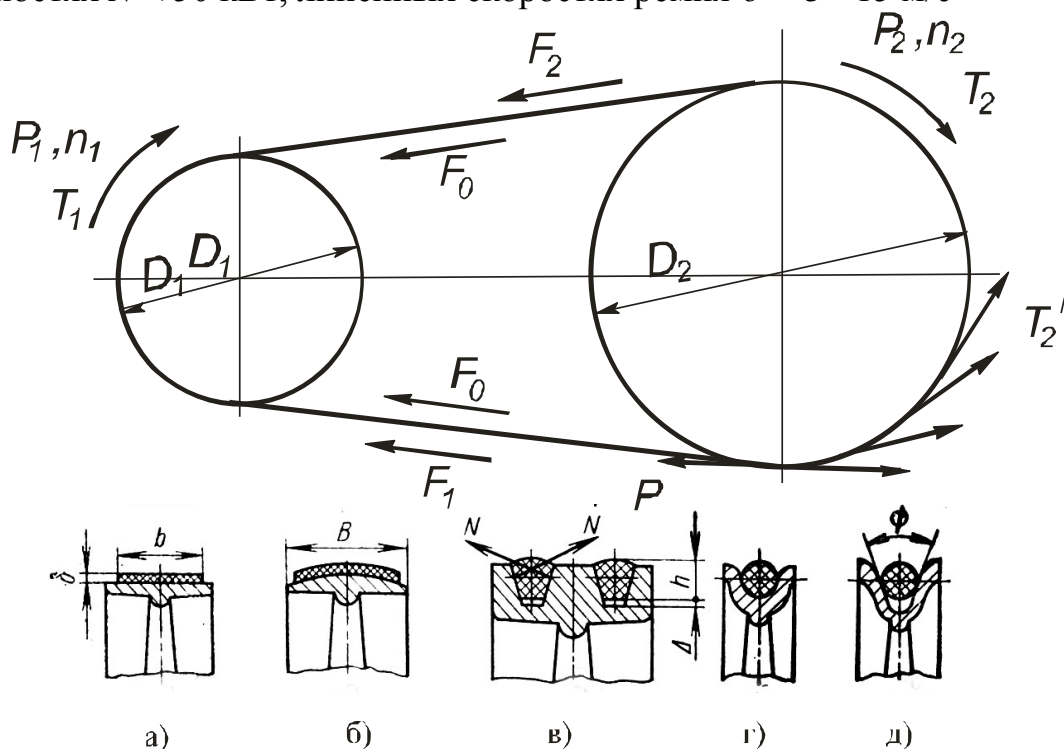


Рис. 4.50

и передаточных отношениях  $i \leq 4$ . Предельные значения передаточных отношений: для обыкновенных плоскоремennых передач  $i = 5$ ; для плоскоремennых с натяжным роликом и клиноремennых передач  $i = 10$ . Чаще применяют клиноремennые передачи.

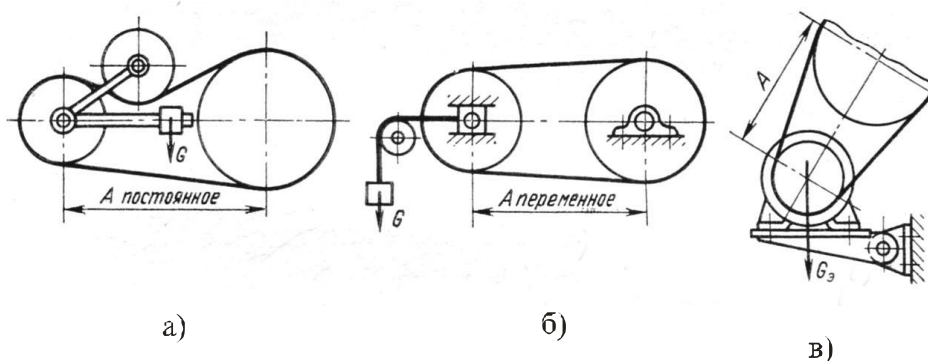


Рис. 4.51

Однако появление плоских ремней из новых синтетических материалов, плоских зубчатых ремней, также саморегулируемых приводов с автоматическим натяжением ремней создает большие перспективы для широкого использования плоскоремennых передач.

Типы приводных ремней. Приводные ремни должны иметь:

- малую остаточную вытяжку;
- высокую статическую и усталостную прочность при работе с большими скоростями и на шкивах малого диаметра;
- высокий коэффициент трения;
- стойкость в отношении воздействия щелочей, кислот, минеральных масел.

Для обыкновенных плоскоременных передач применяют стандартные кожаные, прорезиненные, хлопчатобумажные и шерстяные плоские ремни. Перечисленным требованиям в большей степени удовлетворяют кожаные ремни, однако они дефицитны и их обычно заменяют прорезиненными или хлопчатобумажными. Шерстяные ремни преимущественно используют в приводах, работающих с большими перегрузками. Большое влияние на качество работы передач и долговечность ремней оказывает способ сшивки их концов. Поэтому в быстроходных передачах применяют специальные бесконечные (не имеющие сшивки) тонкие текстильные ремни.

Весьма перспективны плоские полиамидные ремни. Они могут работать в широком диапазоне скоростей и нагрузок, хорошо воспринимать перегрузки. Их недостатком является пониженное сцепление с металлическими шкивами. Лучшим сцеплением обладают полиамидные ремни с кожаными или прорезиненными обкладками.

*Рис. 4.52*

Клиновые ремни (рис. 4.52). По стандартам выпускают приводные клиновые ремни общего назначения, для сельскохозяйственных машин и вентиляторные для двигателей автомобилей, тракторов, комбайнов. Поперечные сечения клиновых ремней характеризуются размерами  $\varphi$ ,  $h$ ,  $a_0$ ,  $a$  (рис. 4.52, а). В каждом из перечисленных стандартов установлены размеры однотипных ремней нескольких поперечных сечений. Например, в соответствии с ГОСТ 1284 выпускают ремни шести нормальных сечений, которые в порядке возрастания размеров обозначаются буквами Z, A, B, C, D, E и четыре разновидности узкого сечения (SPZ, SPA, SPB, SPC).

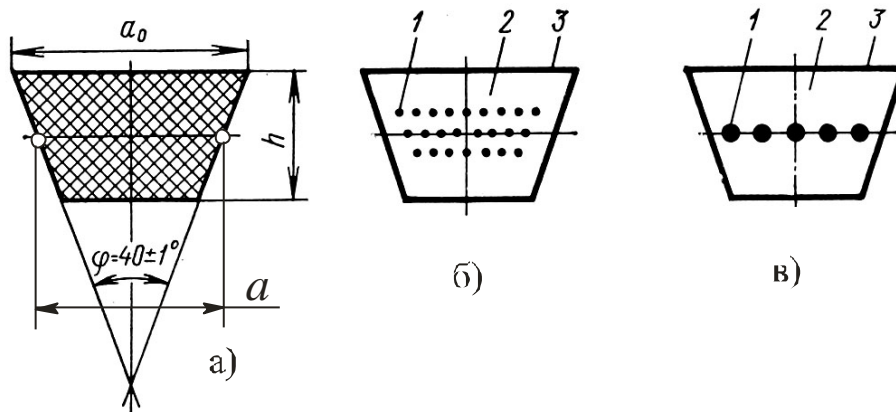


Рис. 4.52

Клиновые ремни состоят из несущего слоя 1 (кордткань, рис. 4.52, б или кордшнур, рис. 4.52, в), резинового заполнителя 2 и защитной обертки 3. Кордшнуровые ремни более прочные и могут работать на шкивах меньшего диаметра. Выпускают также клиновые ремни повышенной гибкости с гофрированной внутренней поверхностью, поликлиновые ремни и др.

**Геометрия передачи.** Обыкновенные ременные передачи рассчитывают по углу обхвата ремнем меньшего шкива  $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma$  (рис.4.53). Так как отрезок  $O_2C = \frac{D_2 - D_1}{2}$ , то из треугольника  $CO_1O_2$

$$\text{угол } \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

Переводя значение угла  $\gamma$  в градусы, получим

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ. \quad (4.74)$$

С уменьшением углов обхвата снижается надежность сцепления ремня со шкивами. Поэтому рекомендуется принимать  $\alpha_1 \geq 150^\circ$  для плоскоремennых и  $\alpha \geq 90^\circ$  для клиноремennых передач.

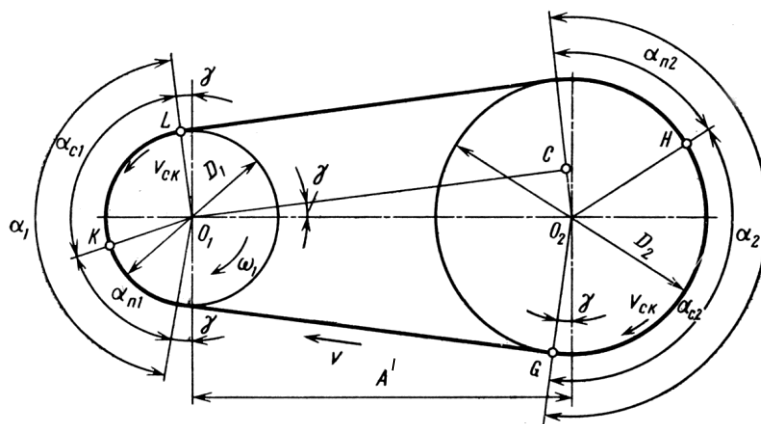


Рис. 4.53

Длина ремня без припуска на сшивку концов равна сумме прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$L \approx 2A' + \frac{\pi}{2}(D_2 - D) - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad (4.75)$$

Принцип действия ременной передачи. В ременных передачах нагрузка передается только за счет удельных сил трения  $\Delta F$ , которые возникают на поверхностях обхвата шкивов натянутым ремнем (см. рис. 4.69). В состоянии покоя ремень (рис. 4.69) испытывает по всей длине одинаковое натяжение  $F_0$ , называемое начальным (предварительным) натяжением, и соответственно получает начальное относительное удлинение  $\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}$ .

При холостом ходе натяжение и относительная деформация ремня практически не изменяются. Поэтому можно считать, что при холостом ходе скорость  $v$  ремня и окружные скорости обоих шкивов равны, т.е.  $v = v_1 = v_2$ .

При работе передачи с нагрузкой, для преодоления момента сопротивления  $T_2$ , возникающего на ведомом шкиве, натяжение ведущей ветви должно увеличиться до  $F_1 > F_0$ , а ведомой ветви – уменьшится до  $F_2 < F_0$ .

Из условия равновесия сил, действующих на ведомый шкив, имеем

$$T'_2 = (F_1 - F_2) \frac{D_2}{2}. \quad (4.76)$$

Но крутящий момент  $M'_2 = \frac{FD_2}{2}$ , поэтому разность натяжений ведущей и ведомой ветвей можно выразить через окружное усилие

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (4.77)$$

Изменение натяжений ветвей ремня в передаче, работающей с нагрузкой, приводит к соответствующему увеличению относительной деформации ведущей ветви от  $\varepsilon_0$  до  $\varepsilon_1$  и к уменьшению относительной деформации ведомой ветви от  $\varepsilon_0$  до  $\varepsilon_2$ :

$$\varepsilon_1 = \frac{F_1}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_1; \quad \varepsilon_2 = \frac{F_2}{EA} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_2$$

Как видно из формулы (4.75), длина ремня не зависит от нагрузки. Следовательно, изменение относительных деформаций ведущей  $\Delta\varepsilon_1$  и ведомой  $\Delta\varepsilon_2$  ветвей равны. Сложив почленно эти равенства и учитывая, что  $\varepsilon_0 = \frac{F_0}{EA}$ , получим

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (4.78)$$

Так как ремень имеет замкнутый контур, то изменение относительных деформаций его обеих ветвей возможно только в том случае, если при работе передачи ремень будет проскальзывать по шкивам. Действительно, как показывают опыты, на некоторой дуге GH обхвата ведомого шкива (рис. 4.53) ремень постепенно удлиняется. При этом отдельные сечения ремня начинают перемещаться со скоростью, превышающей линейную скорость шкива ( $v + v_{ск} > v_2$ ). Одновременно с этим, на дуге KL обхвата ведущего шкива ремень укорачивается и начинает скользить по ободу в направлении, обратном вращению шкива, т.е. в пределах дуги KL линейная скорость ремня оказывается меньше линейной скорости ведущего шкива ( $v - v_{ск} < v_2$ ). Такое скольжение, обусловленное упругими свойствами материала ремней, называют упругим скольжением и оно неизбежно для ременных передач.

Дуги GH и KL и соответствующие им углы  $\alpha_{c2}$  и  $\alpha_{c1}$  называют дугами и углами скольжения. Таким образом, полные углы обхвата шкивов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  делятся на углы скольжения  $\alpha_{c1}$  и  $\alpha_{c2}$  и углы покоя  $\alpha_{п1}$  и  $\alpha_{п2}$ , т.е.  $\alpha = \alpha_c + \alpha_{п}$ . На обоих шкивах дуги покоя находятся со стороны набегающей ветви.

В состоянии покоя и при холостом ходе  $\alpha_c = 0$ . При работе передач с нагрузкой  $\alpha_c > 0$ ,  $F_1 > F_0$ ,  $F_2 < F_0$  и  $\alpha = \alpha_c + \alpha_{п}$ . По мере увеличения нагрузки углы скольжения возрастают при соответствующем уменьшении углов покоя. В пределе, когда углы скольжения становятся равными углам обхвата ( $\alpha = \alpha_c$ ), наступает сначала частичное, а затем и полное скольжение ремня по ведущему шкиву, которое называют буксованием.

При буксовании полезная нагрузка не может быть передана. Поэтому работоспособность ременных передач зависит от надежности сцепления ремня со шкивами, которую называют тяговой способностью ремней.

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \quad (4.79)$$

Для определения натяжений ветвей ремня в ременных передачах можно использовать формулу Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f \cdot \alpha_p}, \quad (4.80)$$

где  $\alpha_p$  – расчетный угол обхвата в радианах. Если принять  $\alpha_p = \alpha$ , то формула (23.7) даст отношение предельных значений  $F_1$  и  $F_2$  на границе буксования. При  $\alpha_p = \alpha_c$  получим отношение  $F_1$  и  $F_2$ , соответствующее рабочему режиму передачи.

При набегании ремня на шкивы на каждый элемент его массы  $dm$  в пределах угла обхвата  $\alpha$  действует центробежная сила  $dC$ . Поэтому ветви ремня испытывают также натяжение  $F_v$  от воздействия центробежных сил:

$$F_v = \frac{q}{g} v^2, \quad (4.81)$$

где  $q$  – вес ремня длиной в 1 м;  $g$  – ускорение свободного падения.

Полные натяжения ведущей  $F'_1$  и ведомой  $F'_2$  ветвей  $F'_1 = F_1 + F_v$ ;  $F'_2 = F_2 + F_v$ . Воздействия центробежных сил особенно сказываются при  $v > 10$  м/с, а также зависят от способа натяжения и вида передачи, что учитывают с помощью коэффициента  $\chi$ .

Напряжения в ремнях. Если натяжения  $F_0, F_1, F_2$  и окружное усилие  $F_t$  отнести к площади поперечного сечения ремня, то получим соответствующие напряжения: напряжения от начальных натяжений

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}; \text{ полезные напряжения от окружного усилия } k = \frac{F_t}{A} = \sigma_1 - \sigma_2;$$

напряжения в ведущей ветви  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \sigma_0 + \frac{k}{2}$ ; напряжения в ведомой

$$\text{ветви } \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \sigma_0 - \frac{k}{2}; \text{ напряжения от центробежных сил } \sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho v^2}{g} \text{ (в}$$

последней зависимости  $\rho$  – плотность ремня).

Кроме того, на дугах обхвата в ремне возникают напряжения изгиба  $\sigma_{и} = \frac{E\delta}{D}$ . Так как модуль упругости  $E$  для материала ремней имеет неопределенное значение, то приведенная формула не позволяет найти точную величину напряжений изгиба. Однако она показывает, что  $\sigma_{и}$  уменьшается с уменьшением толщины  $\delta$  ремня и с увеличением диаметров шкивов. Но так как с увеличением  $D_1$  и  $D_2$  возрастают габариты передач, то следует по возможности применять более тонкие ремни, если даже для сохранения требуемой площади поперечного сечения потребуется некоторое увеличение ширины ремней.

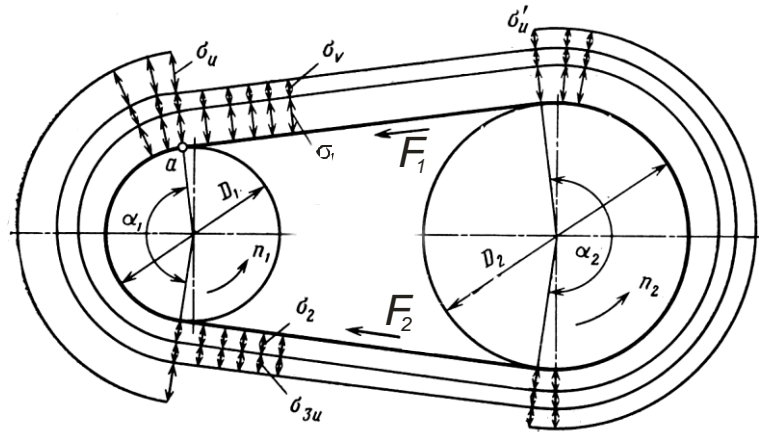


Рис. 4.54

На рис. 4.54 изображена диаграмма распределения напряжений по длине работающего ремня. Так как  $\sigma_{и} > \sigma'_{и}$  при  $i < 1$ , то максимальные напряжения возникают в точке а набегания ведущей ветви ремня на ведущий шкив:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \chi\sigma_v + \sigma_{и}. \quad (4.82)$$

Так как через точку а последовательно проходят все сечения, то при работе передачи ремни испытывают многократно повторяющиеся переменные и даже знакопеременные напряжения. В силу этого ремни подвержены усталостному разрушению.

Кинематика ременных передач (см. рис. 4.50). При нормальных нагрузках упругое скольжение ремня  $\xi < 0,02$  и в приближенных расчетах его можно не учитывать. Поэтому для ременных передач передаточное отношение обычно вычисляют по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (4.83)$$

При точных расчетах следует пользоваться формулой

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} (1 - \xi).$$

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремней. Кроме того, важной характеристикой качества ременной передачи служит КПД.

Следовательно, методы расчета ременных передач должны обеспечивать создание таких передач, которые при достаточно высоких КПД будут обладать требуемой долговечностью и надежным сцеплением ремней со шкивами. В настоящее время основным методом расчета ременных передач является расчет по тяговой способности ремней.

Исходные положения расчета по тяговой способности. Расчет ремней при этом методе сводится к определению площади поперечного сечения ремня  $A$  из расчета на растяжение [см. формулу (4.84)]. При этом допускаемые напряжения [к] и ряд параметров ременных передач назначают таким образом, чтобы обеспечить оптимальную тяговую способность и усталостную прочность ремня:

$$A = F_t / [k], \quad (4.84)$$

где  $A = b\delta$  – площадь поперечного сечения ремня ( $b$  и  $\delta$  – соответственно ширина и толщина ремня);  $F_t$  – окружное усилие.

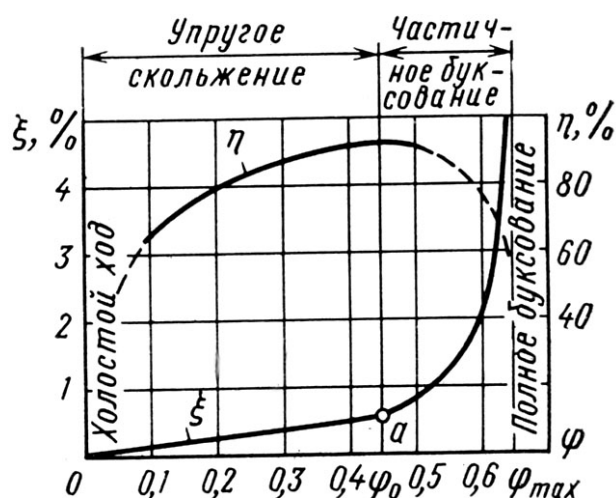


Рис. 4.55

В качестве основной характеристики тяговой способности принят коэффициент  $\varphi$  тяги, равный отношению окружного усилия  $F_t$  к сумме начальных натяжений обеих ветвей ремня  $2F_0$  или отношению полезных и начальных напряжений:

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{k}{2\sigma_0}. \quad (4.12)$$

Влияние полезной нагрузки на изменение коэффициента  $\varphi$  тяги и относительного скольжения  $\xi$  показывают кривые скольжения (рис. 4.74), полученные опытным путем для различных ремней.

При построении кривых скольжения начальное натяжение поддерживалось постоянным ( $2F_0 = F_1 + F_2 = const$ ), а величина полезной нагрузки менялась. Рост полезной нагрузки вызывает увеличение коэффициента тяги, но сопровождается также увеличением дуг скольжения и относительного скольжения  $\xi$ . До некоторой критической точки  $a$  относительное скольжение сохраняет небольшие численные значения ( $\xi \leq 1 \div 2\%$ ) и изменяется прямо пропорционально коэффициенту тяги. При дальнейшем увеличении полезной нагрузки ду-



ги скольжения начинают резко возрастать и может возникнуть неустойчивое сцепление ремня со шкивами. Это выражается в том, что даже незначительное увеличение полезной нагрузки способно вызвать буксование ремня. Поэтому правее точки  $a$  нарушается пропорциональность между изменениями относительного скольжения и коэффициента тяги, и кривая скольжения круто поднимается вверх.

На том же графике построена кривая КПД  $\eta$ , которая показывает, что наибольшего значения КПД достигает при значениях коэффициентов тяги, приблизительно равных  $\varphi_0$ . В зоне частичного буксования  $\eta$  сильно уменьшается ( $\eta = 0$  при  $\xi = 100\%$ ).

Характер кривых скольжения не зависит от материалов и размеров ремней, размеров передач и прочих факторов, влияющих на работоспособность ремней. Поэтому с помощью кривых скольжения устанавливают нормы тяговой способности для различных условий эксплуатации ременных передач. Однако численные значения коэффициента тяги  $\varphi_0$  и допускаемых напряжений  $|k|$ , а также усталостная прочность ремней зависят от схемы передачи, условий эксплуатации и других факторов (см. ниже). Из формулы (4.86) по критическому значению коэффициента  $\varphi_0$  тяги можно определить полезные напряжения  $k_0$ :

$$k_0 = 2\sigma_0\varphi_0. \quad (4.86)$$

Для ремней, изготовленных из различных материалов,  $\varphi_0 = 0,4 \div 0,6$ .

На тяговую способность и долговечность ремней оказывают большое влияние начальные напряжения  $\sigma_0$ . При малых значениях  $\sigma_0$  снижается тяговая способность ремней. При больших значениях  $\sigma_0$  ремни сильно удлиняются и быстро подвергаются усталостному разрушению. Для плоских стандартных ремней принимают  $\sigma_0 = 1 \dots 1,8$  Н/мм<sup>2</sup>, а для синтетических ремней  $\sigma_0 = 3 \div 4$  Н/мм<sup>2</sup>.

Тяговая способность и долговечность ремней в большой степени зависят от отношения диаметра меньшего шкива  $D_m$  передач к толщине  $\delta$  ремня. Как установлено опытами, с увеличением  $\frac{D_m}{\delta}$  при  $\sigma_0 = \text{const}$  увеличивается  $\varphi_0$  и уменьшается  $\sigma_{из}$ , а следовательно, повышается долговечность ремней. Опытным путем получена зависимость

$$k_0 \approx a - \omega \frac{\delta}{D_m}, \quad (4.87)$$

где  $a$  и  $\omega$  – коэффициенты, зависящие от материала ремня и численных значений  $\sigma_0$ .

Для плоских ремней установлены рекомендуемые и допускаемые отношения  $\frac{D_{\min}}{\delta}$ . Например, для прорезиненных ремней рекомендуемое отношение  $\frac{D_{\min}}{\delta} = 40$ , а допускаемое  $\frac{D_{\min}}{\delta} = 30$ .

Для обеспечения достаточной долговечности и тяговой способности ремней фактические отношения  $\frac{D_m}{\delta}$  должны быть не менее рекомендуемых, а при повышенных требованиях к компактности передач – не менее допускаемых значений, т.е.  $\frac{D_m}{\delta} \geq \frac{D_{\min}}{\delta}$ .

Численные значения критического коэффициента  $\varphi_0$  тяги и полезных напряжений  $k_0$  зависят также от величины угла обхвата меньшего шкива  $\alpha_1$ , скорости ремня  $v$ , характера нагрузки и конструкции передачи. Влияние этих факторов на величину допускаемых полезных напряжений  $[k]$  учитывают с помощью корректирующих коэффициентов, полученных также опытным путем:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta, \quad (4.88)$$

где  $k$  – полезные напряжения с учетом влияния на работоспособность ремня отношения  $\frac{D_m}{\delta}$  [формула (4.14)];  $C_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата,  $C_\alpha < 1$  при  $\alpha < 180^\circ$ ,  $C_v$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости, его вводят только для передач без автоматического регулирования натяжения ремня ( $C_v > 1$  при  $v < 10$  м/с;  $C_v < 1$  при  $v > 10$  м/с);  $C_p < 1$  – коэффициент режима и динамичности нагрузки;  $C_\theta < 1$  – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и расположение передачи.

Указанные коэффициенты определяют по таблицам и эмпирическим формулам.

Долговечность ремня может быть оценена по числу изгибов за время работы до усталостного разрушения или, упрощенно, по числу пробегов ремня в секунду:

$$u = \frac{v}{L} \leq [u], \quad (4.89)$$

где  $v$  – скорость ремня, м/с;  $L$  – длина ремня, м;  $[u]$  – допускаемое число пробегов ремня в секунду.

На основании опыта для плоскоремennых передач установлено: для обыкновенных передач  $[u] = 5$ ; для передач с натяжным роликом  $[u] = 3$ ; для быстроходных передач с текстильными ремнями  $[u] = 20$  и с полиамидными ремнями  $[u] = 50$ .

Чтобы фактическое число пробегов ремня не превышало допускаемых значений, для обыкновенных плоскоременных передач рекомендуется принимать  $A' \leq 2(D_1 + D_2)$ .

Главной задачей проектного расчета плоскоременных передач является выбор типа ремня и определение размеров его поперечного сечения. Необходимо также найти все геометрические размеры передач, спроектировать шкивы, рассчитать валы и опоры.

Основной целью проверочного расчета является определение допускаемой мощности для передачи, размеры и условия работы которой известны. Необходимо также проверить тяговую способность и долговечность ремня. Не исключаются проверка прочности валов, опор и другие расчеты.

Особенности клиноременных передач. В клиноременных передачах мощность передается одним ремнем или, чаще, комплектом, состоящим из нескольких клиновых ремней. Ремни соединяют с канавками шкивов боковыми поверхностями, а по внутренним поверхностям следует сохранять зазоры  $\Delta$  (см. рис. 4.50, б). Сцепление клиновых ремней со шкивами определяют с помощью приведенного коэффициента  $f'$  трения. Если принять угол между боковыми сторонами поперечного сечения ремней  $\varphi_0 = 40^\circ$  (см. рис. 4.52, а) то

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi_0}{2}} = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f, \text{ где } f - \text{коэффициент трения плоских ремней.}$$

Клиноременные передачи, по сравнению с плоскоременными, имеют существенные достоинства. Большое увеличение коэффициента трения обеспечивает высокую надежность сцепления ремней со шкивами. Благодаря этому клиноременные передачи отличаются меньшим относительным скольжением, могут работать с большими нагрузками и передаточными числами при меньших начальных натяжениях ремней, давлениях на валы, углах обхвата  $\alpha_{\min}$  и межцентровых расстояниях  $A$ .

Вместе с тем эти передачи имеют специфические недостатки. Долговечность клиновых ремней ниже, чем плоских, вследствие большой толщины и значительных боковых давлений  $F_n$ . Для равномерного натяжения всех ремней, входящих в комплект, необходимы повышенная точность изготовления ремней и шкивов, а также подбор ремней по длине и ширине сечения  $a_0$  (см. рис. 4.52).

Основные характеристики клиноременных передач:  $N \leq 700$  кВт,  $\eta = 0,95$ ; допускаемое число пробегов ремня в 1с  $[u] \leq 10 \div 20$ ;  $A > 0,55(D_1 + D_2) + h$ , но не более  $2(D_1 + D_2)$  (см. рис. 4.53); число ремней

в одном комплекте  $z = 5 \div 12$ , при особо высокой точности шкивов и тщательном подборе ремней  $z \leq 18$ .

Разработано несколько методов расчета клиноременных передач, но общепринятым является расчет по тяговой способности ремней. В приложении к ГОСТ 1284 приведен расчет по мощности, которая может быть передана в заданных условиях работы одним клиновым ремнем:

$$P = P_0 k_1 k_2 z, \quad (4.90)$$

где  $P_0$  – мощность, передаваемая одним ремнем при заданной скорости ремня;  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты, соответственно учитывающие влияние угла обхвата и характера нагрузки;  $z$  – число ремней.

Формулу (4.90) можно применять для проектных и проверочных расчетов. В первом случае определяют число ремней  $z$ , необходимое для передачи заданной мощности  $P$ . Во втором случае из формулы (4.90) находят мощность  $P_d$ , допускаемую для данной передачи, и сравнивают с заданной мощностью  $P$  ( $P_d \geq P$ ).

Долговечность клиновых ремней резко снижается с уменьшением диаметров шкивов. Поэтому расчетный диаметр малого шкива нельзя принимать меньше тех значений, которые установлены в приложении 1 ГОСТ 1284.

КПД ременных передач. При работе ременных передач потери энергии вызываются скольжением и деформациями ремня, трением в опорах, а также сопротивлением воздуха движению ремня и шкивов. Установлено, что КПД повышается с увеличением начальных натяжений  $F_0$ , отношения  $\frac{D_{\min}}{\delta}$  и передаточного отношения до тех пор, пока сохраняется прямая пропорциональность между  $\xi$  и  $\varphi$  (на участке кривой скольжения Оа, см. рис. 4.55).

При устойчивом сцеплении ремня со

шкивами для рекомендуемых значений  $\sigma_0$ ,  $\frac{D_{\min}}{\delta}$  и  $i$  КПД ременных передач можно принимать равным 0,95 – 0,96.

Давления на валы в ременных передачах определяют исходя из следующего: сумма натяжений обеих ветвей ремня в ненагруженной и работающей передаче не изменяется

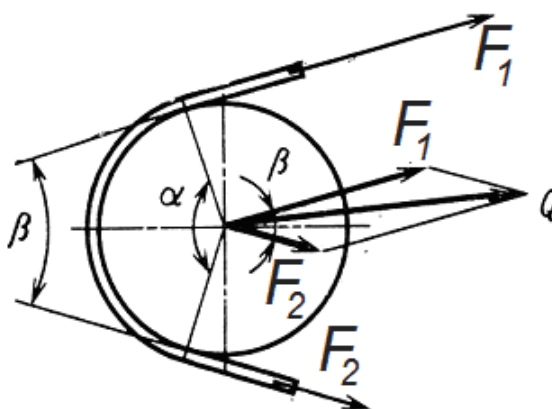


Рис. 4.56

( $2F_0 = F_1 + F_2$ ); провисание ремня существенно не нагружает валы; натяжения от центробежных сил взаимно уравновешиваются в ремне и даже способствуют разгрузке валов. Поэтому давления  $Q$  на валы (рис. 4.56) можно вычислять по формуле

$$Q = \sqrt{F_0^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} \approx 2\sigma_0 b \delta \sin \frac{\alpha}{2} \quad (4.91)$$

Шкивы ременных передач. Шкивы бывают: точеными – при малых диаметрах; литыми (из серого чугуна, стального литья, алюминиевых или магниевых сплавов); штампованными; сварными и пластмассовыми. Шкив (см. рис. 4.50) состоит из обода и ступицы, которые соединяют диском (шкив 1) или спицами (шкив 2). Наиболее распространены чугунные литые шкивы. При  $D \leq 280$  мм литые шкивы делают с дисками, а при  $D \gg 280$  мм – со спицами. Расчетные значения диаметров шкивов округляют по ГОСТ 17383-73. Рекомендуется диаметр меньшего шкива округлять в большую сторону, а диаметр большего шкива – наоборот. При необходимости выдержать точное значение передаточного отношения диаметры шкивов со стандартом не согласовывают.

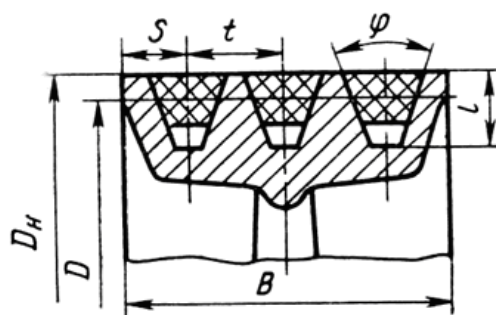


Рис. 4.57

В плоскоремennых передачах обод одного шкива (лучше меньшего) делают выпуклым (см. рис. 4.50, б). Эта мера уменьшает опасность сбегания ремня в направлении образующих рабочей поверхности шкива. Выпуклость и ширину шкивов  $B$  принимают по стандарту в зависимости от ширины ремня  $b$ .

Форма обода в поперечном сечении шкивов для клиновых ремней показана на рис. 4.57. Основные размеры шкивов ( $D$ ,  $D_n$ ,  $B$ ,  $S$ ,  $t$ ,  $\varphi$ ,  $l$ ) назначают в соответствии с номером сечения ремня по ГОСТ 1284. Порядок и примеры проектирования всех видов ременных передач приведены в пособиях.

#### 4.11 Шкивы и натяжные устройства ременных передач

После расчета ременной передачи получают следующие данные: расчетные диаметры малого и большого шкивов, обозначение сечения и число клиновых ремней (или число ребер и ширину поликлинового ремня); модуль, числа зубьев шкивов и ширину зубчатого ремня;

толщину и ширину *плоского ремня*, которые являются исходными при разработке конструкции шкивов и натяжных устройств.

### 4.11.1 Конструкции шкивов

Шкивы изготовляют литыми из чугуна марки СЧ20 или легких сплавов, сварными из стали, а также из пластмасс. Чугунные литые шкивы вследствие опасности разрыва от действия центробежных сил применяют при окружной скорости до 30 м/с. При более высокой скорости шкивы должны быть стальными. Для снижения инерционных нагрузок, особенно в передачах с большими скоростями, шкивы выполняют из легких сплавов с временным сопротивлением  $a_b > 160$  МПа. В серийном производстве применяют также сборные шкивы, составленные из тонкостенных штампованных элементов.

Шкивы состоят из обода, на который надевают ремень, ступицы для установки шкива на вал и диска или спиц, с помощью которых обод и ступица объединены в одно целое.

Внешняя поверхность обода шкива *плоскоременной* передачи имеет форму кругового цилиндра (рис. 4.58, а). В быстроходных передачах внешнюю поверхность обода одного из двух шкивов следует выполнять *сферической* (рис. 4.58, б) или с *двумя конусами* (рис. 4.58, в).

Таким образом фиксируют ремень на шкивах, предотвращая его сбегание с них при работе передачи. Величину выпуклости  $h$  принимают (мм):

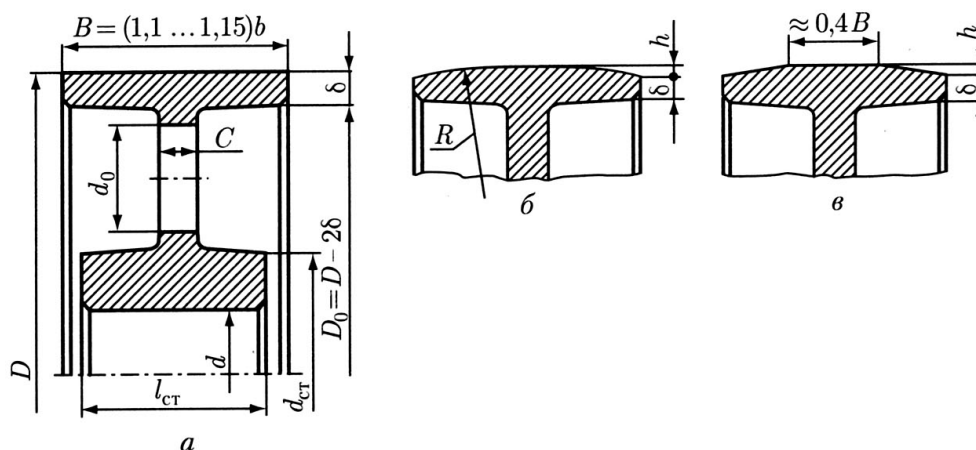


Рис. 4.58

D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Обод шкива для *клиновых* ремней нормального (ГОСТ 1284.1-89) и узкого (ТУ 38-105161-84) сечений дан на рис. 4.59, а, для *поликлиновых* ремней (ТУ 38-105763-84) – на рис. 4.59, б; размеры (мм) профиля канавок шкивов принимают соответственно по табл. 4.1 и 4.2.

На рис. 4.59  $d_p$  – расчетный диаметр шкива (диаметр окружности по нейтральной линии ремня). Значения расчетного диаметра (мм) принимают из ряда: 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500.

Внешний диаметр шкива для передачи:

Клиновыми ремнями  $d_e = d_p + 2b^*$ ;

Поликлиновым ремнем  $d_e = d_p - 2\Delta$ ;

Ширина шкива  $M = (n-1)e + 2f$ , где  $n$ -число канавок на шкиве; значения  $b^*$ ,  $\Delta$ ,  $e$ ,  $f$  (мм) приведены в таблице 4.8 и 4.9.

Таблица 4.8

Сечение ремня	$l_p$	$b^*$	$h$	$e$	$f$	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						$d_p$	$b_1^*$	$d_p$	$b_1^*$	$d_p$	$b_1^*$
Z	8,5	2,5	7,5	12±0,3	8	50..71	10,0	80..100	10,1	112..160	10,2
A	11	3,3	8,7	15±0,3	10	80..112	13,1	125..160	13,3	180..400	13,4
B	14	4,2	10,8	19±0,4	12,5	125..160	17,0	180..224	17,2	250..500	17,4
SPZ	8,5	2,5	10	12±0,3	8	63..80	10,0	–	–	>80	10,2
SPA	11	3,3	13	15±0,3	12	90..112	12,8	–	–	>112	13,1
SPB	14	4,2	17	19±0,4	12,5	140..180	16,4	–	–	>180	16,7

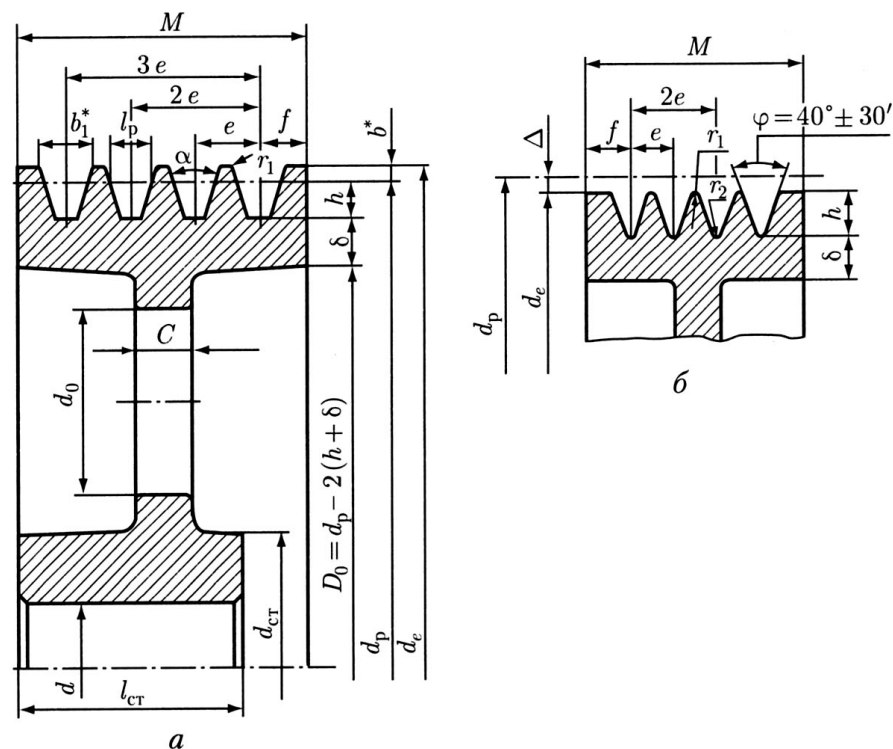


Рис. 4.59

Таблица 4.9

Сечение ремня	$h$	$\Delta$	$e$	$f$	$r_1$	$r_2$
К	$2,15^{+0,38}$	0,95	$2,4 \pm 0,03$	3,5	0,2..0,3	0,2..0,3
Л	$4,68^{+0,38}$	2,4	$4,8 \pm 0,04$	5,5	0,4..0,5	0,4..0,5
М	$9,6^{+0,77}$	3,55	$9,5 \pm 0,05$	10,0	0,8..1,0	0,6..0,8

При изгибе ремня на шкивах угол его клина уменьшается. Поэтому угол  $\alpha$  клина канавки следует назначать по таблице 4.11.1 в зависимости от диаметра  $d_p$ .

Таблица 4.10

Параметр ремня	Обозначение параметра	Модуль $t$				
		3	4	5	7	10
Шаг зубьев ремня	$p$	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Толщина ремня	$H$	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Высота зуба	$H$	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Толщина зуба	$S_p$	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от впадины ремня до оси троса	$\delta_p$	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8



Ширина ремня	$b$	12,5..50	20..100	25..1004	40..125	50..200
Число зубьев ремня	$z_p$	40..160	48..250	8..200	56..140	56..100
Ширина впадины шкива	$S$	3,2±0,2	4,0±0,2	4,8±0,2	7,5±0,3	11,5±0,3
Глубина впадины шкива	$h_p$	3,0±0,2	4,0±0,2	5,0±0,2	8,5±0,3	12,5±0,3

Толщина обода чугунных шкивов передач:

Плоскоременных  $\delta_{\text{чуг}}=0,02(D+2B)$ ;

Клиноременных  $\delta_{\text{чуг}}=(1,1 \dots 1,3)h$ ;

Поликлиновым ремнем  $\delta_{\text{чуг}}=1,6h$ .

Толщина обода стальных шкивов  $\delta_{\text{ст}}=0,8\delta_{\text{чуг}}$ .

Конструкция зубчатого ремня и конструктивных элементов (ОСТ 38-05114-76) показана на рис. 4.60, а обода шкива – на рис. 4.60,б. Некоторые размеры (мм) зубчатого ремня и конструктивных элементов обода шкива приведены в таблице 4.10.

Диаметр делительной окружности  $d = mz$ , где  $z$  – число зубьев шкива.

Диаметр вершин зубьев  $d_a = d - 2\delta_p \pm k$ , где  $k$  – поправка, учитывающая нагрузку и податливость каркаса, мм; знак «+» для ведущего шкива, знак «-» – для ведомого.

Значение  $k$  вычисляют по формуле  $k = \frac{0,2F_p \lambda z}{b}$ , где  $b$  – ширина ремня, мм;  $F_p = \frac{2 \cdot 10^3 T_1 C_p}{m z_{\text{ш1}}}$  – расчетная сила, передаваемая ремнем, Н.

Здесь  $T_1$  – вращающий момент на малом шкиве, Н·м;  $m$  – модуль, мм;  $z_{\text{ш1}}$  – число зубьев малого шкива;  $C_p = 1,3 \dots 2,2$  – коэффициент динамичности и режима работы.

Податливость  $\lambda$  витков металлотроса каркаса ремня принимают в зависимости от модуля  $m$ :

$m$ , мм	3	4	5	7	10
$\lambda$ , мм <sup>2</sup> /Н	0,0014	0,0006	0,0008	0,0011	0,0016

Ширину  $b$  ремня выбирают из следующего ряда: 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.

Диаметр впадин шкива  $d_f = d_a - 2h_p$ . Толщина обода  $\delta = 1,5m + 2 \geq 6$  мм.

Зубчатые ремни изготавливают с числом зубьев  $z_p$ : 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

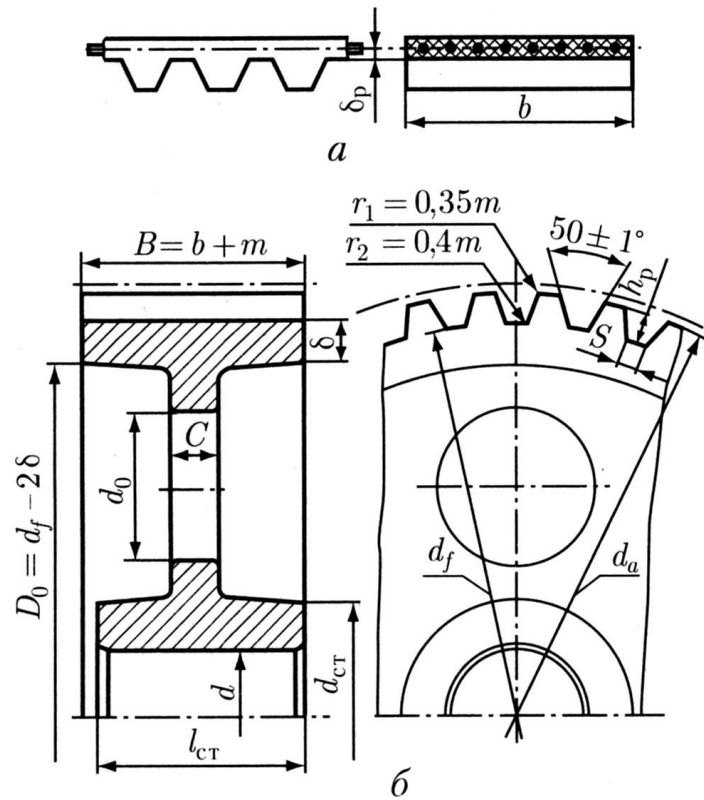


Рис. 4.60

Диаметр ступицы шкивов для любого типа передачи (см. рис. 4.58-4.60): чугунных  $d_{cm} = 1,65d$ ; стальных  $d_{cm} = 1,55d$ .

Длина ступицы ориентировочно  $l_{cm} = (1,2...1,5)d$ . Окончательно длину ступицы принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Толщина дисков шкивов для любого типа передачи  $C = (1,0...1,2)\delta$ .

Вычисленные размеры  $D_0$ ;  $d_{ст}$ ;  $l_{ст}$ ;  $C$  округляют в ближайшую сторону до значений из ряда стандартных чисел.

Для снижения массы шкивов и удобства транспортирования в дисках иногда выполняют 4...6 отверстий  $d_0$  возможно большего диаметра.

В шкивах с диаметром  $D > 200$  мм диск следует конструировать в виде конуса (рис. 4.61), что способствует лучшему отводу газов при заливке формы металлом. У медленно вращающихся шкивов обрабатывают только рабочую поверхность и торцы обода, а также отверстие и торцы ступицы. Необрабатываемые нерабочие поверхности для удобства удаления модели шкива из формы выполняют на конус.

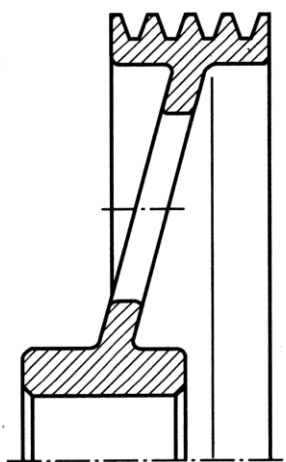


Рис. 4.61

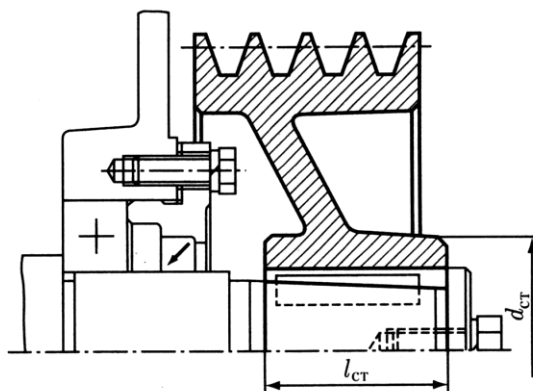


Рис. 4.62

Быстровращающиеся шкивы для лучшей балансировки обрабатывают кругом. В этом случае внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют цилиндрическими.

Балансируют шкивы путем сверления отверстий на торцах обода.

Так как для удобства надевания и замены ремней шкивы обычно размещают консольно, то их удобно устанавливать на конусные концы валов.

Обод шкива, установленного на консольном участке вала, для уменьшения изгибающего момента следует располагать как можно ближе к опоре (рис. 4.62).

Когда изгибающие моменты от натяжения ремня приводят к нежелательным деформациям вала, шкивы конструируют так, чтобы сила натяжения ремней не передавалась на вал. Для этого их располагают на собственных подшипниках, установленных на специальной крышке-стакане (рис. 4.63).

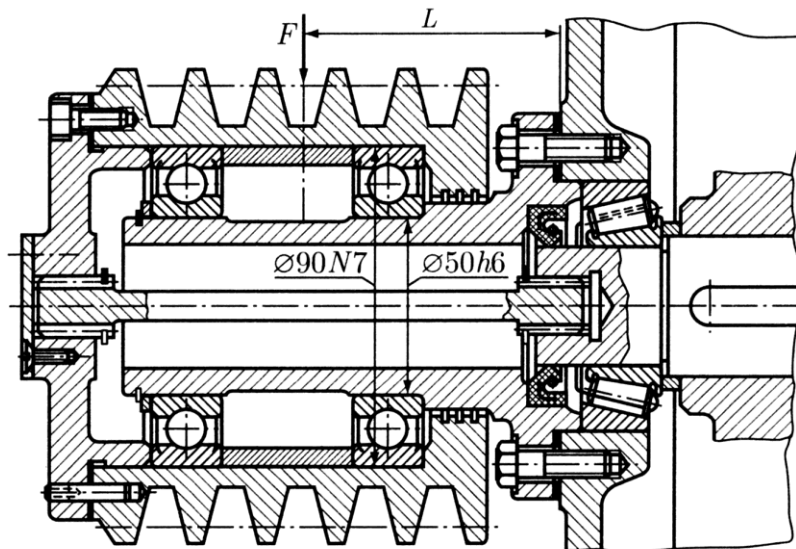


Рис. 4.63

В таких конструкциях целесообразно применять шариковые радиальные подшипники закрытого типа с двумя уплотнениями (тип 180000, ГОСТ 8882-75), смазочный материал в которые заложен при изготовлении.

Для компенсации возможной несоосности осей вращения шкива и входного вала редуктора применен длинный торсионный валик, передающий вращающий момент шлицевыми соединениями (рис. 4.63)

#### 4.11.2 Натяжные устройства

Для компенсации вытяжки ремней в процессе их эксплуатации, компенсации отклонений длины бесконечных плоских, клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней, а также для легкости надевания новых ремней должно быть предусмотрено регулирование межосевого расстояния ременной передачи. Натяжное устройство должно обеспечивать изменение межосевого расстояния в пределах от  $0,97a$  до  $1,06a$ , где  $a$  – номинальное значение межосевого расстояния. Наиболее распространены следующие схемы натяжных устройств:

- прямолинейным перемещением электродвигателя (или другого узла) (рис. 4.64, а);

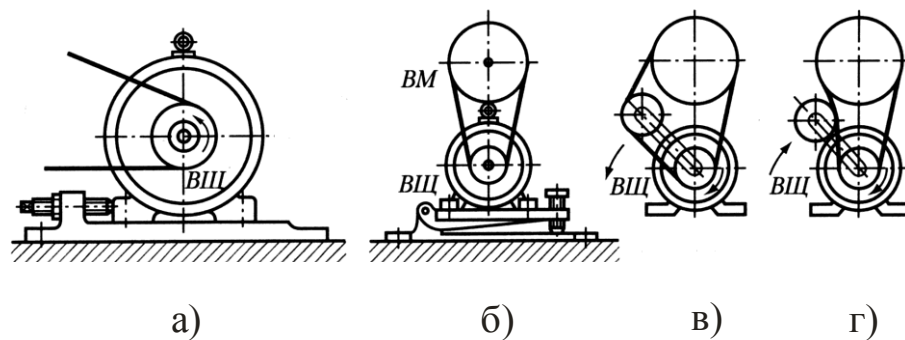


Рис. 4.64

– поворотом плиты, на которой расположен электродвигатель (или другой узел) (рис. 4.64, б);

– оттяжным (рис. 4.64, в) или натяжным (рис. 4.64, г) роликом.

В устройствах, приведенных на рис. 4.64, натяжение ремней создают исходя из условия передачи наибольшего возможного момента. На рис. 4.65 приведены схемы самонатяжных устройств:

– окружной силой на шестерне (рис. 4.65, а);

– реактивным моментом на корпусе узла (редуктора) (рис. 4.65, б);

– реактивным моментом на корпусе электродвигателя (рис. 4.65, в).

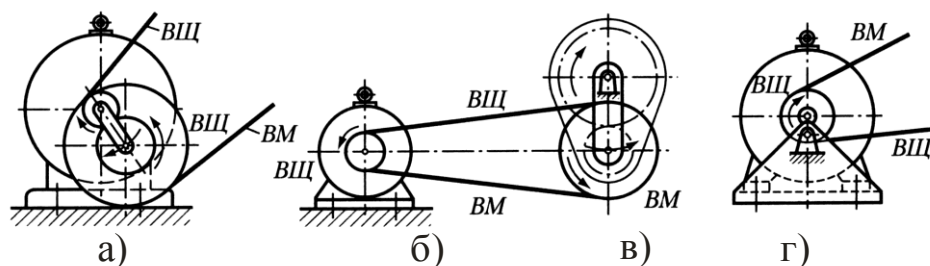


Рис. 4.65

В устройствах по рис. 4.65 сила натяжения ремней автоматически изменяется пропорционально передаваемому моменту. Это способствует сохранению ремней и увеличению их ресурса. Поэтому самонатяжные устройства перспективны. Передачи с автоматическим натяжением неревверсивны.

Натяжение прямолинейным перемещением. Если электродвигатель размещен на полу цеха, то удобно регулировать натяжение ременной передачи перемещением его по двум салазкам, поставляемым вместе с двигателем.

Иногда оказывается более удобным сконструировать и изготовить специальную плиту, которую крепят к полу цеха. В плите выполняют два Т-образных паза, в которые закладывают болты 1 с че-

тырехгранной головкой (рис. 4.66). Электродвигатель устанавливают на плиту, перемещают регулировочным винтом 2, а после окончания регулирования затягивают гайки болтов 1.

Применяют также натяжные устройства, состоящие из двух плит: неподвижной, которую крепят к полу цеха, и перемещающейся по неподвижной при регулировании натяжения ремней. При единичном производстве плиты делают из стальных листов (рис. 4.65), а при серийном – литыми из серого чугуна (рис. 4.66).

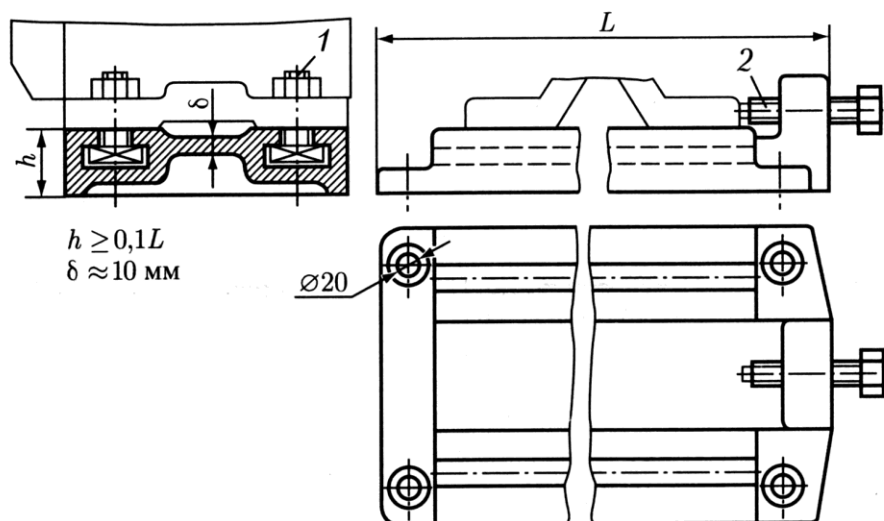


Рис. 4.66

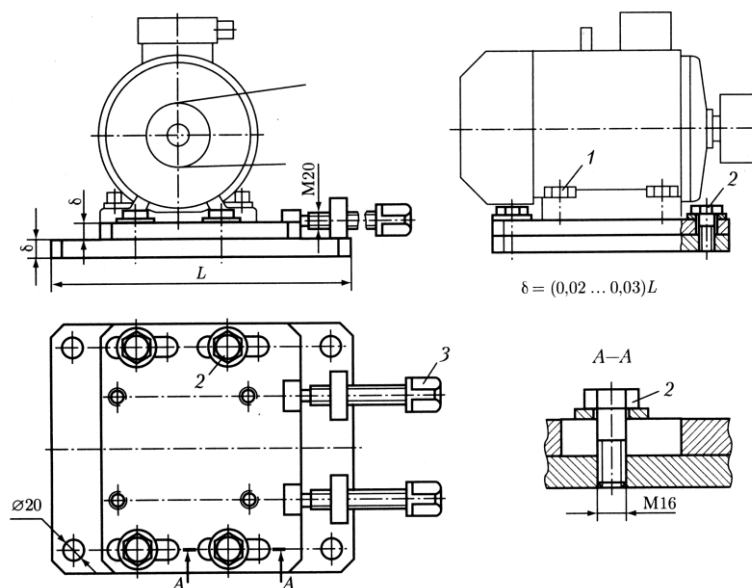


Рис. 4.67

Электродвигатель крепят к верхней плите винтами 1. Для винтов 2 в верхней плите выполнены удлиненные пазы, а в нижней – резьбовые отверстия. По окончании регулирования винты 2 затягивают. Пе-

ремещают верхнюю плиту по нижней толкающими винтами 3 (рис. 4.67 и 4.68), тянущими 4 (рис. 4.69, а) или винтами 5 (рис. 4.69, б), которыми можно перемещать верхнюю плиту в обоих направлениях.

Передачи поликлиновыми и зубчатыми ремнями чувствительны к перекосу осей валов. В этих случаях для более точного направления верхней плиты в нее запрессовывают две короткие шпонки, располагая их у концов плиты. В нижней плите выполняют длинные пазы (рис. 4.70). Чтобы уменьшить момент от сил натяжения ветвей ремня, шпонки и шпоночные пазы располагают как можно ближе к шкиву.

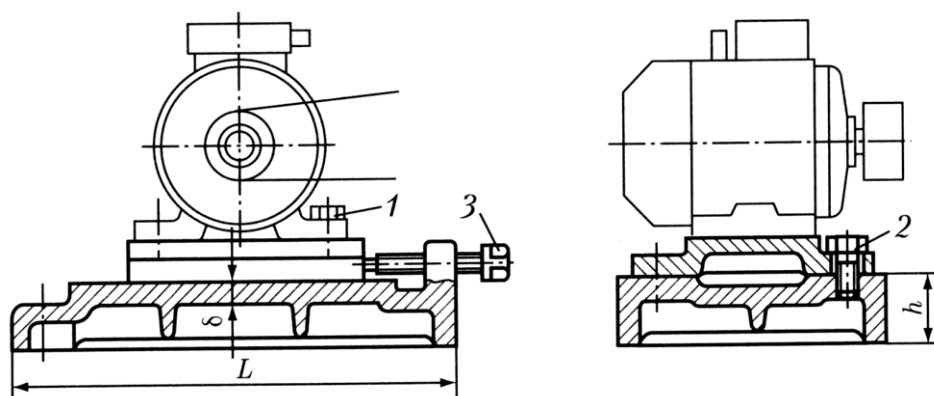


Рис. 4.68

Натяжение качающимися плитами. На качающуюся плиту устанавливают электродвигатель или любой другой узел ременной передачи. При конструировании качающейся плиты необходимо ось качения располагать так, чтобы угол  $\beta$  (рис. 4.71) был близок к прямому. Если этот угол близок к  $180^\circ$  (угол  $\beta'$ ), то межосевое расстояние при повороте плиты изменяется мало и регулирование неэффективно. Качающиеся плиты встраивают в станины (рамы) приводных устройств (рис. 4.91 - 4.94).

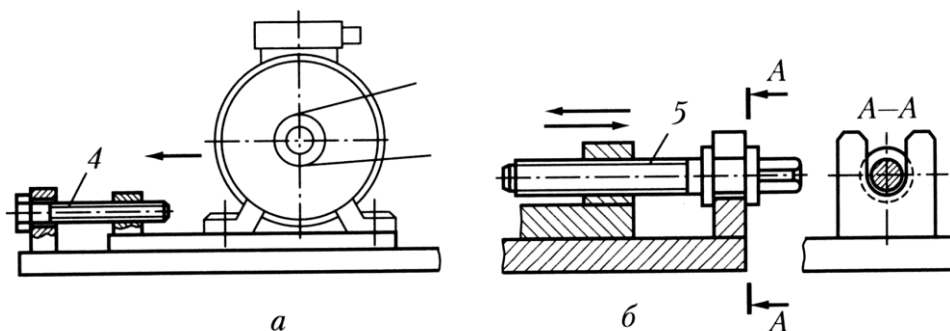


Рис. 4.69

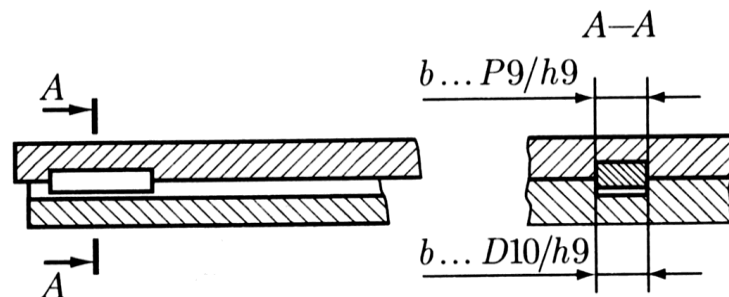


Рис. 4.70

На рис. 4.72 натяжное устройство состоит из неподвижной и качающейся плит. Неподвижная плита прикреплена к полу цеха.

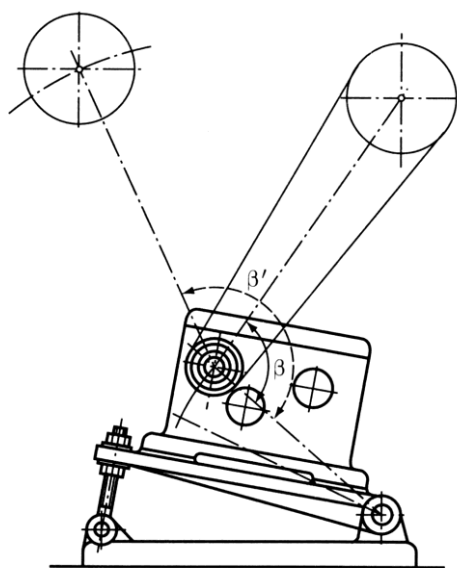


Рис. 4.71

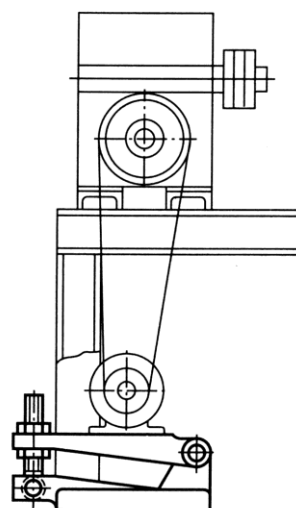


Рис. 4.72

На рис. 4.73 и 4.74 натяжные устройства встроены в раму, сконструированную из швеллеров.

Натяжное устройство по рис. 4.75 установлено на редукторе. Натяжение ремней в этом случае выполняют *откидным шарнирным болтом* (рис. 4.75, а), *двумя шарнирными болтами с правой и левой резьбой и стяжкой, также имеющей правую и левую нарезку* (рис. 4.75, б), или *установочным винтом* (рис. 4.75, в).



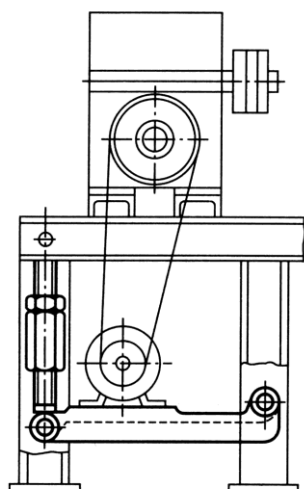


Рис. 4.73

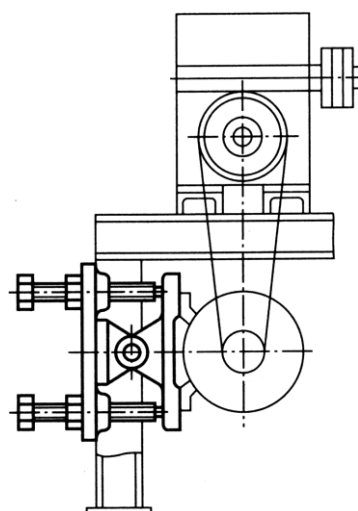


Рис. 4.74

Для условий *единичного производства* неподвижные и качающиеся плиты конструируют сварными (рис. 4.76 и 4.77).

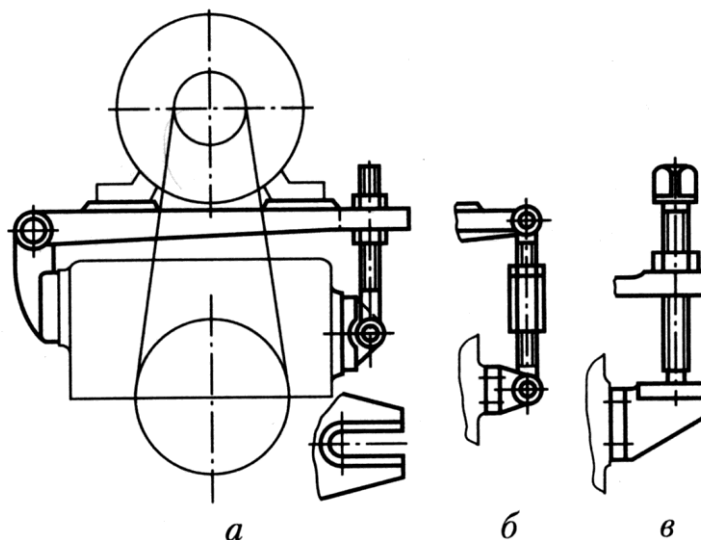


Рис. 4.75

При *серийном* производстве экономически оправдано изготовлять качающиеся плиты литыми из серого чугуна (рис. 4.78 и 4.79). Толщина стенок литых плит должна быть по возможности везде одинаковой. Для увеличения жесткости целесообразно применение ребер.

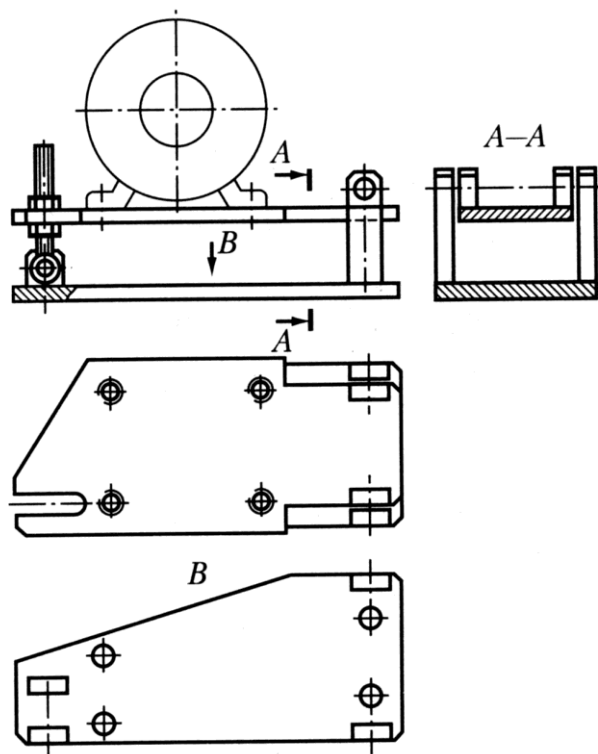


Рис. 4.76

Оси поворота качающихся плит (см. рис. 4.71) выполняют по одному из вариантов, представленных на рис. 4.80. Простейший из них показан на рис. 4.80, *а*. В этом варианте ось *1* зафиксирована от осевого смещения установочным винтом *2*. Широкое применение находит также осевая фиксация оси шайбой ШЕЗ *3* (рис. 4.80, *б, в*); на рисунке показаны оси для этих шайб двух исполнений: *б* – без борта, *в* – с бортом на одном конце.

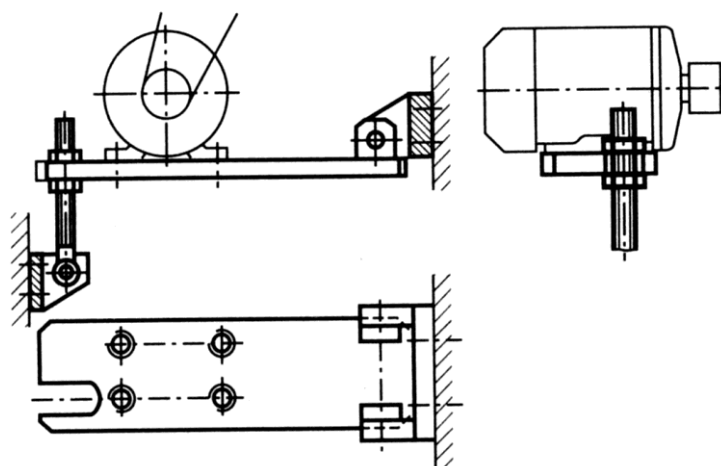


Рис. 4.77

Конструкция шайбы ШЕЗ приведена на рис. 4.81. При установке шайбу заводят в проточку оси до упора, после чего прогибают сере-

дину перемычки (рис. 4.81). Допускаемая осевая сила для шайбы на номинальный диаметр оси 14...17 мм – 5,5 кН [1].

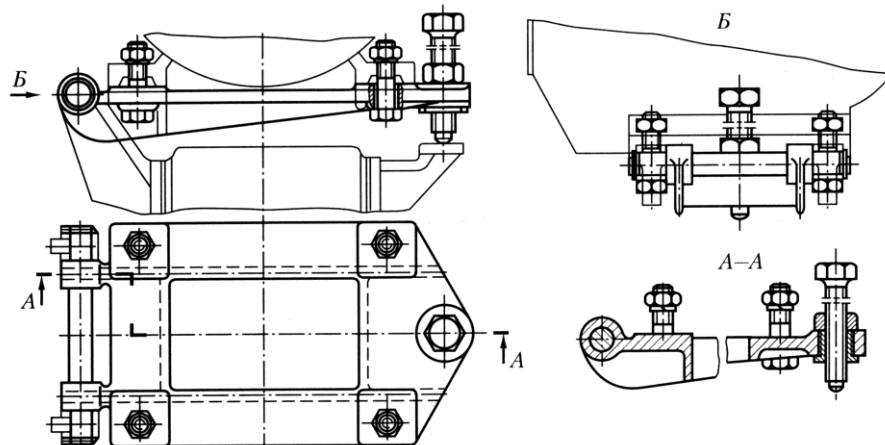


Рис. 4.78

Оси поворота шарнирных болтов (см. рис. 4.71) конструируют по типу, показанному на рис. 4.82.

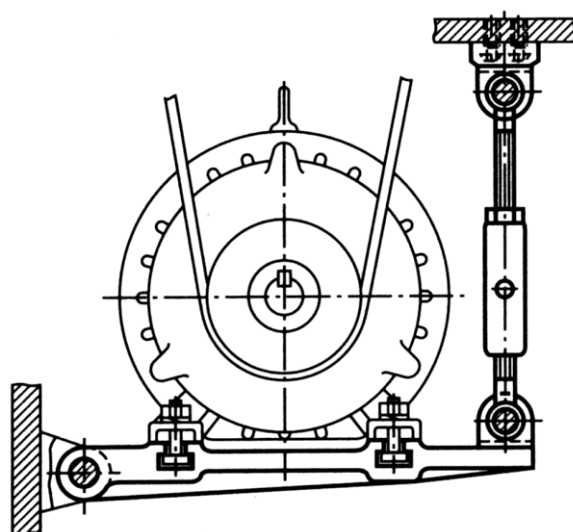


Рис. 4.79

Автоматическое регулирование натяжения ременной передачи производят также силой тяжести электродвигателя и качающейся плиты (рис. 4.83, а) или пружиной (рис. 4.83 б).

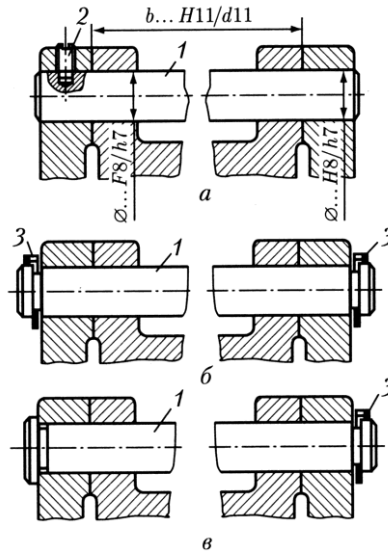


Рис. 4.80

**Натяжение роликами.** Для плоскоремненной передачи большое значение имеет угол обхвата ремня на малом шкиве. Поэтому при относительно большом передаточном числе и малом межосевом расстоянии целесообразно натяжение ремня осуществлять натяжным роликом (рис. 4.84, а). В передачах зубчатым ремнем также целесообразно применение натяжных роликов.

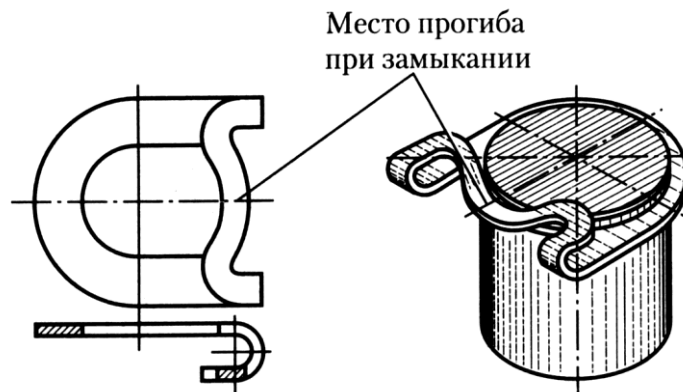


Рис. 4.81

Для передач клиновыми и поликлиновыми ремнями угол обхвата ремня на малом шкиве имеет меньшее значение. Чтобы не вызывать изгиб ремней в другом направлении, в этих передачах лучше применять оттяжные ролики (рис. 4.84, б).

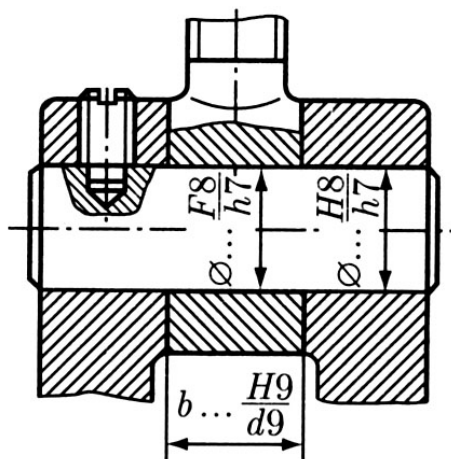


Рис. 4.82

Натяжение осуществляют грузом или пружиной. Конструкцию роликов (1 на рис. 4.84) выполняют по рис. 4.85. Диаметр  $d_0$  натяжного ролика должен быть  $d_0 \geq 0,8d_1$ , где  $d_1$  – диаметр малого шкива. Если ведущий шкив ременной передачи установлен на валу электродвигателя, то удобно конец рычага 2 (см. рис. 4.84) расположить на поверхности этого шкива (рис. 4.86).

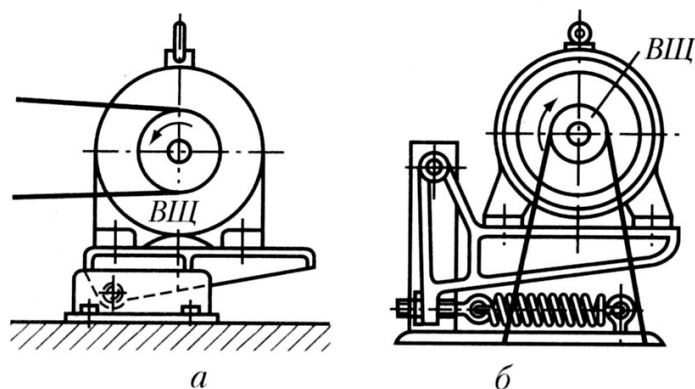


Рис. 4.83

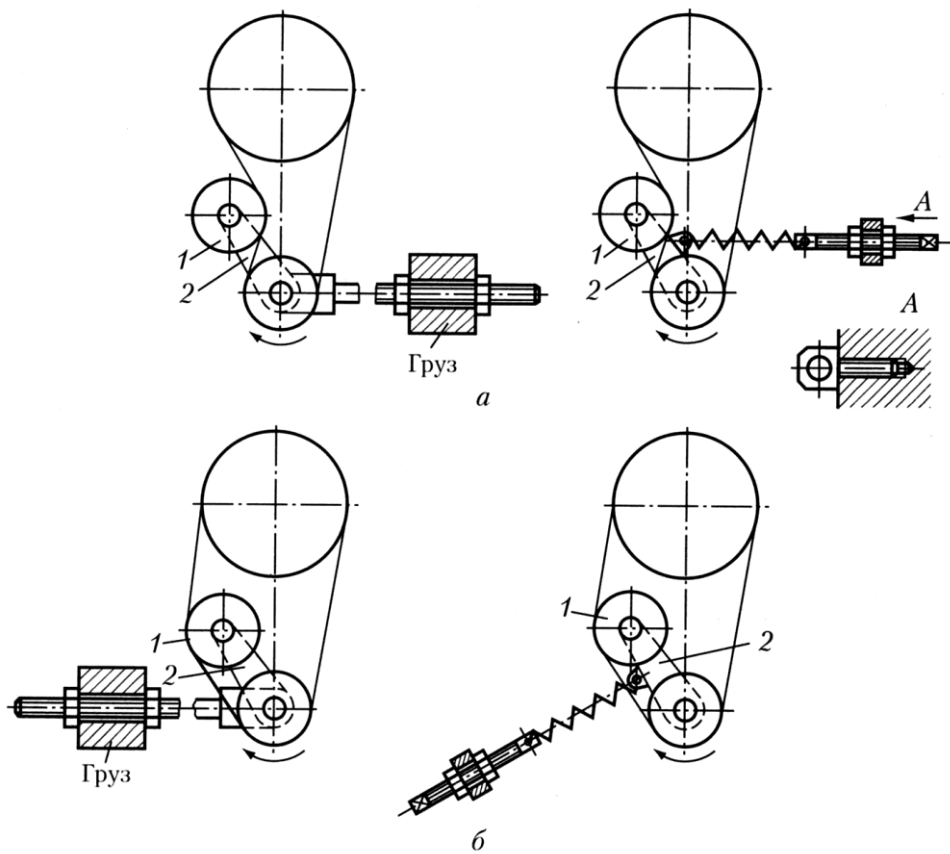


Рис. 4.84

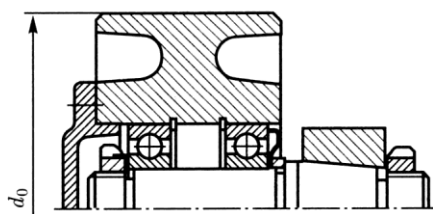


Рис. 4.85

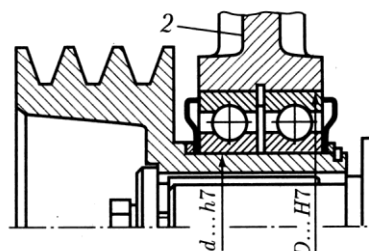
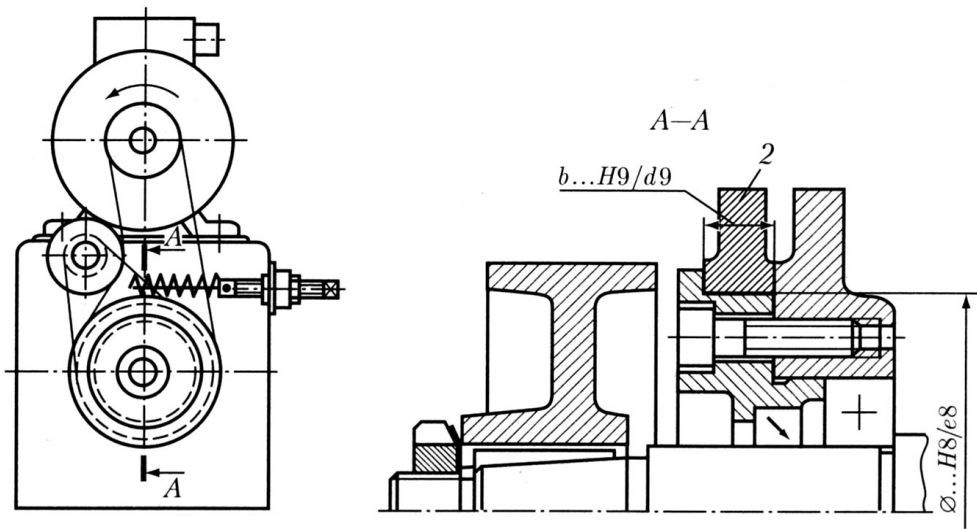


Рис. 4.86

Иногда конец рычага 2 устанавливают на цилиндрической поверхности фланца крышки подшипника (рис. 4.87).



*Puc. 4.87*