

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П.КОРОЛЕВА»

УСЛОВНОСТИ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ:
СОЕДИНЕНИЯ ШПОНКАМИ.
СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ.
ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ

*Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА

Издательство СГАУ
2009

УДК СГАУ: 744(075)

Составители: *Л.М. Рыжкова, С.С. Комаровская.*

Рецензент: доц. Л. А Ч е м п и н с к и й.

УСЛОВНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ: СОЕДИНЕНИЯ ШПОНКАМИ. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ: метод. указ. / сост.: *Л.М. Рыжкова, С.С. Комаровская.* – Самара: Изд-во Самар. аэрокосм. гос. ун-та, 2009. - 24с.

Изучение изображений и условных обозначений на чертежах шпоночных, шлицевых соединений и зубчатых передач предусмотрено программой курса машиностроительного черчения для студентов высших учебных заведений.

В пособии приведены основные формулы, необходимые для расчетов при вычерчивании различных видов зубчатых передач, а также справочные материалы из ГОСТов, необходимые для выполнения индивидуальной графической работы.

Предназначены для студентов 1 и 2 курса и разработаны на основе ГОСТов 2.402-68, 2.403-68, 2.404-68, 2.405-68, 2.406-68, 2.409-68, 2.403-75 "Единой системы конструкторской документации" (ЕСКД).

УДК СГАУ: 744(075)

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2009

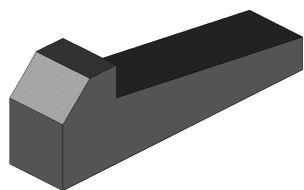
* * *

В машиностроении существуют различные устройства, работа которых основана на преобразовании вращательного движения в поступательное или передачи вращательного движения. Поэтому рассмотрим некоторые виды разъемных соединений, позволяющих осуществить данные преобразования. К ним относятся соединения шпонками, соединения шлицевые и зубчатые передачи.

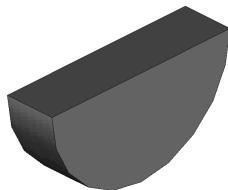
Соединение шпоночное

Широкое применение получили шпонки - детали, предотвращающие прокручивание соединяемых вала и колеса и предназначенные для передачи крутящего момента с вала на колесо или с колеса на вал.

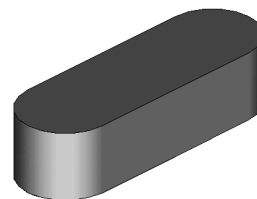
Шпонка представляет собой стержень (или сегмент диска), входящий одновременно в паз на валу и в паз отверстия на ступице закрепляемой детали (рис.1). Основные виды шпонок стандартизованы:



клиновые
ГОСТ 24068-80

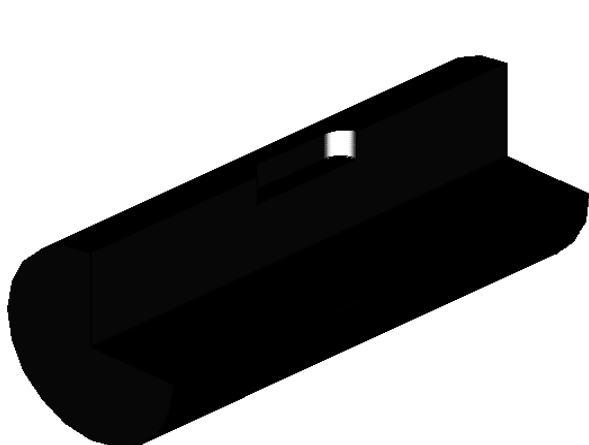


сегментные
ГОСТ 24071-80



призматические
ГОСТ 23360-78

Шпоночные соединения получили очень широкое распространение благодаря простоте и надежности конструкции, удобству сборки и разборки и дешевизне изготовления. Главный недостаток – ослабляется сечение вала из-за наличия шпоночного паза.



Наиболее часто применяют **шпонки призматические**, выпускаемые по ГОСТ 23360-78 (см. рис.1). Боковые грани у таких шпонок – рабочие, в пазу над шпонкой имеется зазор. Сечение шпонки зависит от диаметра вала, длина - от передаваемого крутящего момента и конструктивных особенностей соединения. Размеры шпоночного паза на валу и в отверстии и размеры шпонки выбирают по табл. 1.

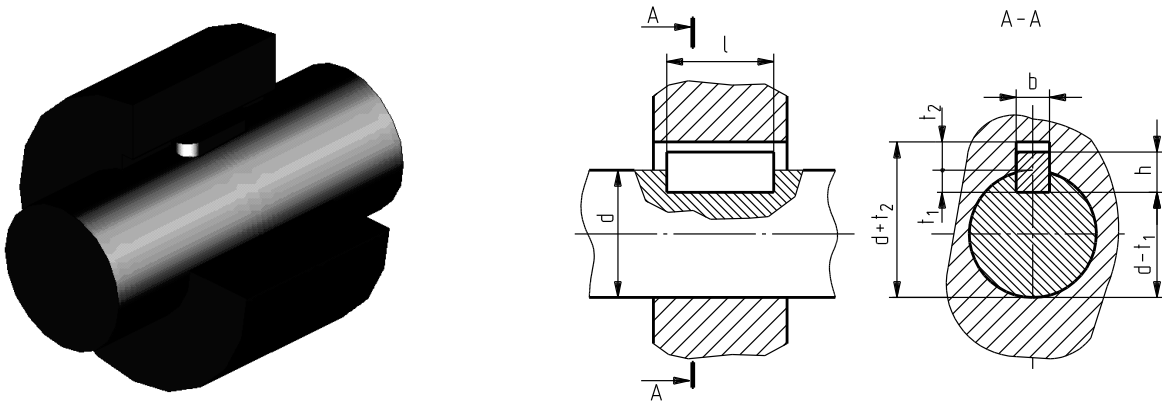


Рис.1.

Таблица 1

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина шпоночного паза		Длина шпонки l		
		вал t_1	втулка t_2	от	до	ряд длин
Св.10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	8	45	6, 8, 10, 12,
12...17	5 × 5	3,0	2,3	10	56	14, 16, 18, 20,
17...22	6 × 6	3,5	2,8	14	70	22, 25, 28, 32,
22...30	8 × 7	4,0	3,3	18	90	36, 40, 45, 50,
30...38	10 × 8	5,0	3,3	22	110	56, 63, 70, 80,
38...44	12 × 8	5,0	3,3	28	140	90, 100, 110,
44...50	14 × 9	5,0	3,3	36	160	125, 140, 160,
50...58	16 × 10	6,0	4,3	45	180	180, 200, 220...
58...65	18 × 11	7,0	4,4	50	200	...500
65...75	20 × 12	7,5	4,9	56	220	

Весьма просты в изготовлении шпонки сегментные (ГОСТ 24071-80), однако они глубоко врезаются в вал (рис.2), поэтому их применяют при передаче небольших крутящих моментов. Справочные данные приведены в табл. 2.

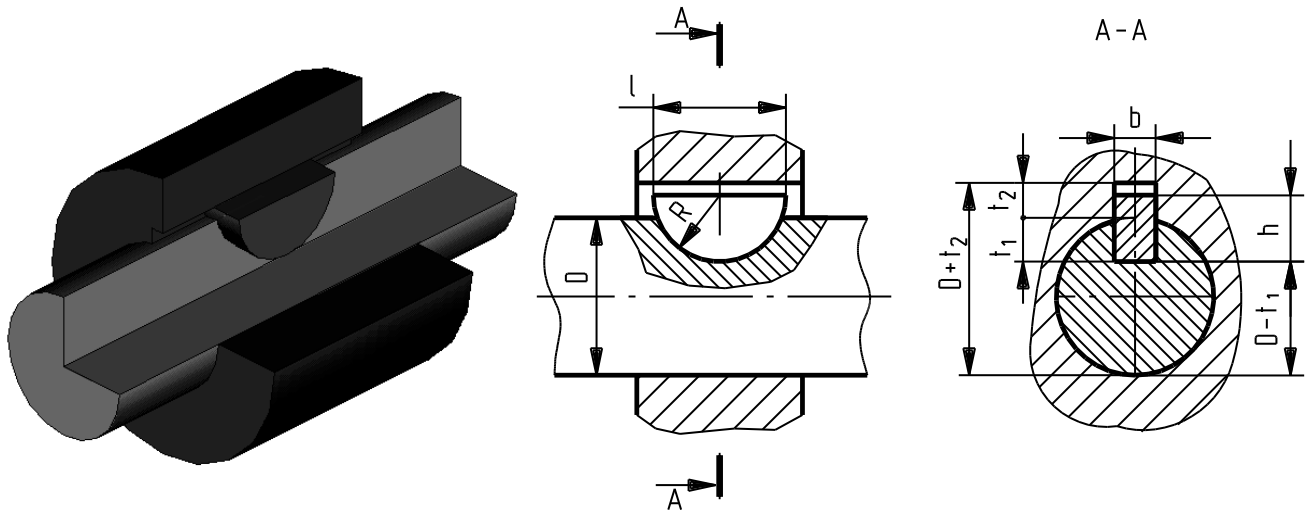


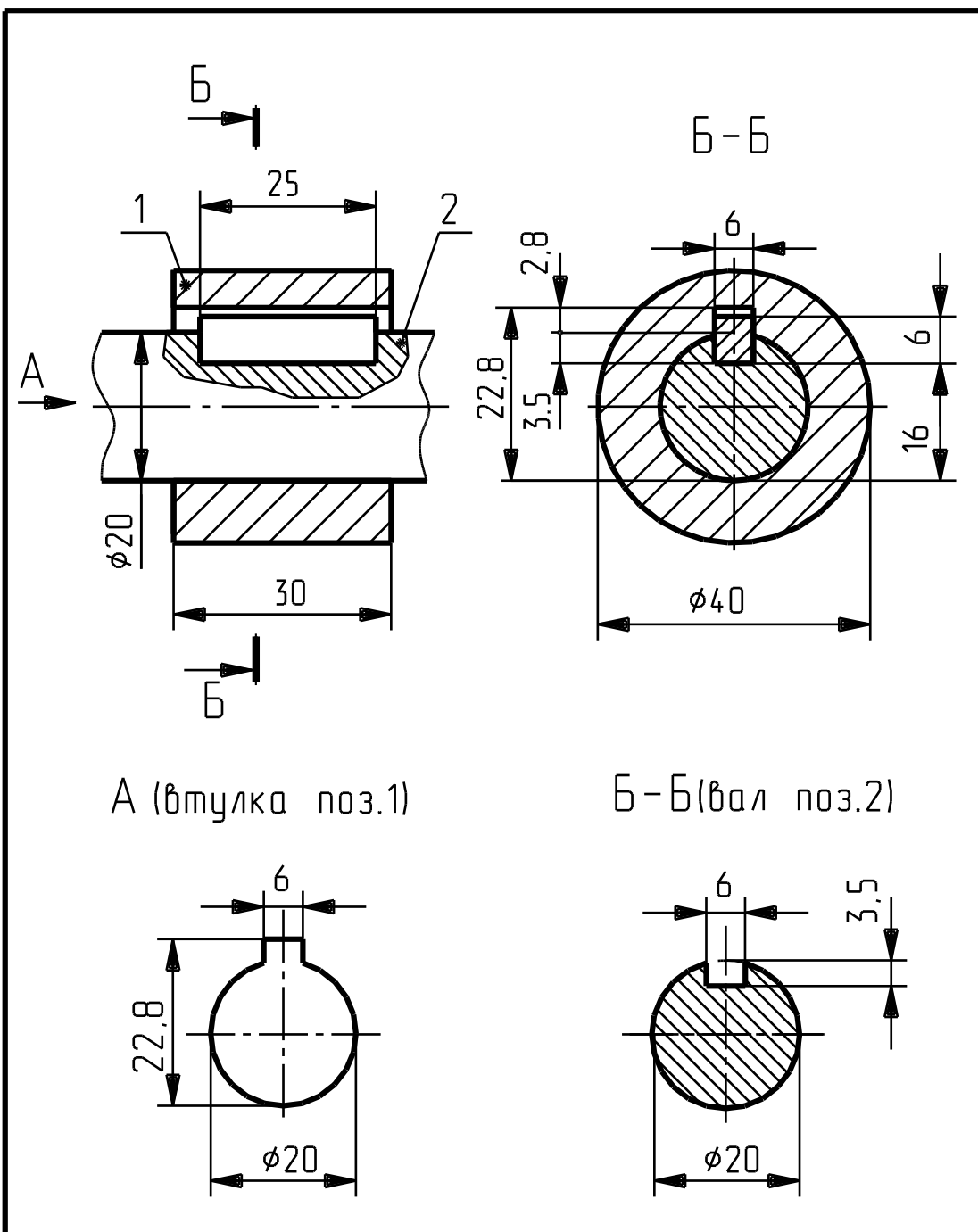
Рис.2.

Таблица 2

Шпонки сегментные (ГОСТ 24071-80)

Диаметр вала		Размеры шпонки $b \times h \times d$	Глубина шпоночного паза	
Назначение шпонки			вал t_1	втулка t_2
передача крутящих моментов	фиксация элементов			
Св. 6 до 7	Св. 8 до 10	2 \times 3,7 \times 10	2,9	1,0
7...8	10...12	2,5 \times 3,7 \times 10	2,7	1,2
8...10	12...15	3 \times 5 \times 13	3,8	1,4
10...12	15...18	3 \times 6,5 \times 16	5,3	1,4
12...14	18...20	4 \times 6,5 \times 16	5,0	1,8
14...16	20...22	4 \times 7,5 \times 19	6,0	1,8
16...18	22...25	5 \times 6,5 \times 16	4,5	2,3
18...20	25...28	5 \times 7,5 \times 19	5,5	2,3
20...22	28...32	5 \times 9 \times 22	7,0	2,3
22...25	32...36	6 \times 9 \times 22	6,5	2,8

Графическая работа выполняется на формате А4. Пример выполнения графической работы «Соединение шпоночное» представлен на рис.3.



A (втулка поз.1)

Б-Б(вал поз.2)

				24-01-6			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Литера	Масса	Масштаб
Разрб.							1:1
Проб.					Лист	Листов 1	
Т.контр.					СГАУ зр.		
Н.контр.							
Чтб.							

Рис.3.

Соединения шлицевые

Шлицевое соединение состоит из шлицевого вала и шлицевой втулки с пазами. Иногда это соединение называют многошпоночным, так как в нем шпонки выполнены как одно целое с валом, что позволяет передавать большие крутящие моменты, не ослабляя сечение вала. Кроме этого шлицевое соединение хорошо обеспечивает взаимное центрирование втулки (колеса) и вала, дает возможность взаимного перемещения вдоль оси вала и втулки, повышает прочность при динамических и переменных нагрузках.

Наиболее часто применяют шлицевые соединения с прямоугольной, эвольвентной и треугольной формой зубьев. Стандартизированы соединения с прямоугольным и эвольвентным профилем зубьев.

Прямоугольные шлицевые соединения ГОСТ 1139-80.

Основные параметры (рис. 4):

наружный диаметр D ,

внутренний диаметр d ,

ширина зуба b ,

число зубьев z .

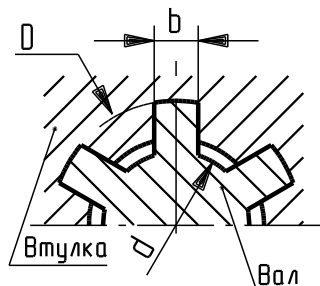


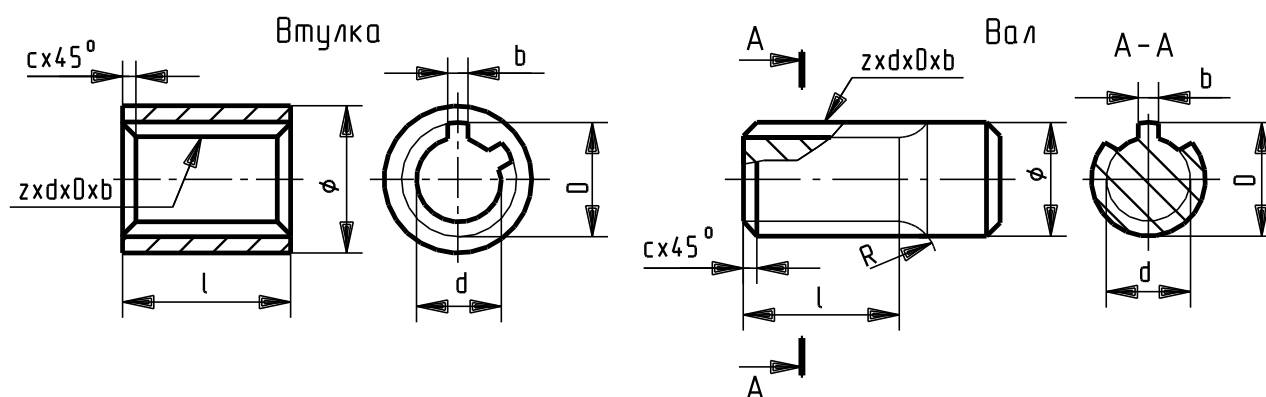
Рис. 4.

Число зубьев обычно четное и равно $z = 6, 8, 10, 16, 20$.

Это облегчает изготовление шлицевых валов и втулок.

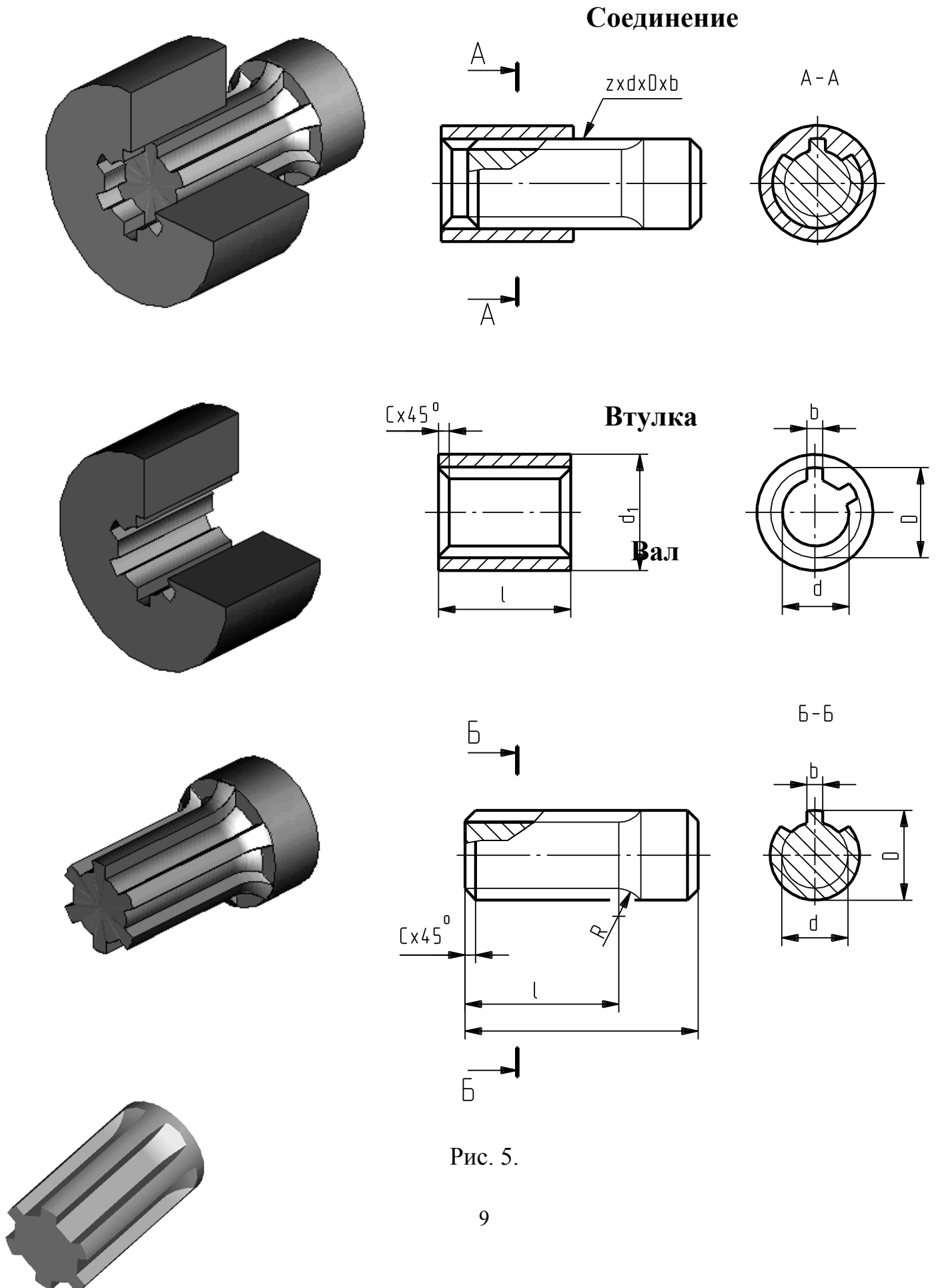
Размеры прямоугольных шлицевых соединений приведены в таблице 3.

**Основные размеры зубчатых (шлицевых) соединений
прямоугольного профиля (ГОСТ 1139–80)**



Соединение лёгкой серии		Соединение средней серии		Соединение тяжелой серии	
$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b
6 × 23 × 26	6	6 × 11 × 14	3	10 × 16 × 20	2,5
6 × 26 × 30	6	6 × 13 × 16	3,5	10 × 18 × 23	3
6 × 28 × 32	6	6 × 16 × 20	4	10 × 21 × 26	3
8 × 32 × 36	6	6 × 18 × 22	5	10 × 23 × 29	4
8 × 36 × 40	7	6 × 21 × 25	5	10 × 26 × 32	4
8 × 43 × 46	8	6 × 23 × 28	6	10 × 28 × 35	4
8 × 46 × 50	9	6 × 26 × 32	6	10 × 32 × 40	5
8 × 52 × 58	10	6 × 28 × 34	7	10 × 36 × 45	5
8 × 56 × 62	10	8 × 32 × 38	6	10 × 42 × 52	6
8 × 62 × 68	12	8 × 36 × 42	7	10 × 46 × 56	7
10 × 72 × 78	12	8 × 42 × 48	8	16 × 52 × 60	5
10 × 82 × 88	12	8 × 46 × 54	9	16 × 56 × 65	5
10 × 92 × 98	14	8 × 52 × 60	10	16 × 62 × 75	6
10 × 102 × 108	16	8 × 56 × 65	10	16 × 72 × 82	7
10 × 112 × 120	18	8 × 62 × 72	12	20 × 82 × 92	6

Согласно ГОСТ 2.409-74 шлицевые соединения на чертежах изображают упрощенно: шлицевое соединение *прямоугольного профиля* как показано на рис.5.



Эвольвентные шлицевые соединения ГОСТ 6033-80.

Обладают рядом преимуществ по сравнению с прямобочными: повышенная прочность зуба вследствие утолщения его к основанию (рис. 6); повышенная точность изготовления в результате применения в качестве режущих инструментов червячных фрез и возможности шлифования.

Характерной особенностью в изображении *эвольвентных* шлицевых соединений, втулок и валов является наличие делительной поверхности (прямая линия или окружность), которая вычерчивается тонкой *штрихпунктирной* линией.

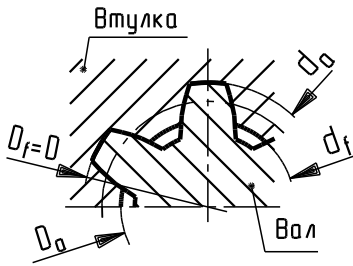


Рис. 6.

Основные параметры:

номинальный диаметр D , модуль m и число зубьев z .

Модуль $m = 0,5; (0,6); 0,8; (1,0); 1,25; (1,5); 2; (2,5); 3; (3,5); (4); 5; (6); 8; (10);$

Число зубьев $z = 6$ и более.

Размеры эвольвентных шлицевых соединений приведены в таблице 4.

Таблица 4

Соединения шлицевые эвольвентные (ГОСТ 6033–80)

Номинальный диаметр D		Модуль m												
		Ряд 1	0,5	–	0,8	–	1,25	–	2	–	3	–	–	5
		Ряд 2	–	0,6	–	1	–	1,5	–	2,5	–	3,5	4	–
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z												
20	–	38	32	23	18	14								
–	22	42	35	26	20	16	12							
25	–	48	40	30	24	18	13	8						
–	28	54	45	34	26	21	15	9						
30	–	–	48	36	28	22	17	10						
–	32	–	52	38	30	24	18	12						
35	–	–	57	42	34	26	20	13						
–	38	–	62	46	36	29	22	14	6					
40	–	–	64	48	38	30	24	16	7	6				
–	42	–	68	51	40	32	25	18	8	7				
45	–	–	74	55	44	34	26	18	10	8				
–	48	–	78	58	46	37	28	20	10	8				
50	–	–	–	60	48	38	30	21	11	9	–	6		
–	52	–	–	64	50	40	32	22	12	10	–	7		
55	–	–	–	66	54	42	33	24	14	11	–	8		

При выполнении графической работы предварительно необходимо подобрать по таблицам ГОСТ основные параметры шлицевого соединения и рассчитать недостающие.

Размеры диаметров окружностей рассчитываются по формулам:

$$\text{делительной} \quad D = mz;$$

$$\text{для втулки} \quad D_f = D, \quad D_a = D - 2m, \quad H_a \textcircled{P} 0,45m, \quad H_f \textcircled{P} 0,55m,$$

$$\text{для вала} \quad d_a = D, \quad d_f \textcircled{P} D \sim 2,2m, \quad h_a \textcircled{P} 0,55m, \quad h_f \textcircled{P} 0,55m.$$

Шлицевое соединение *эвольвентного* профиля показано на рис.7.

Соединение

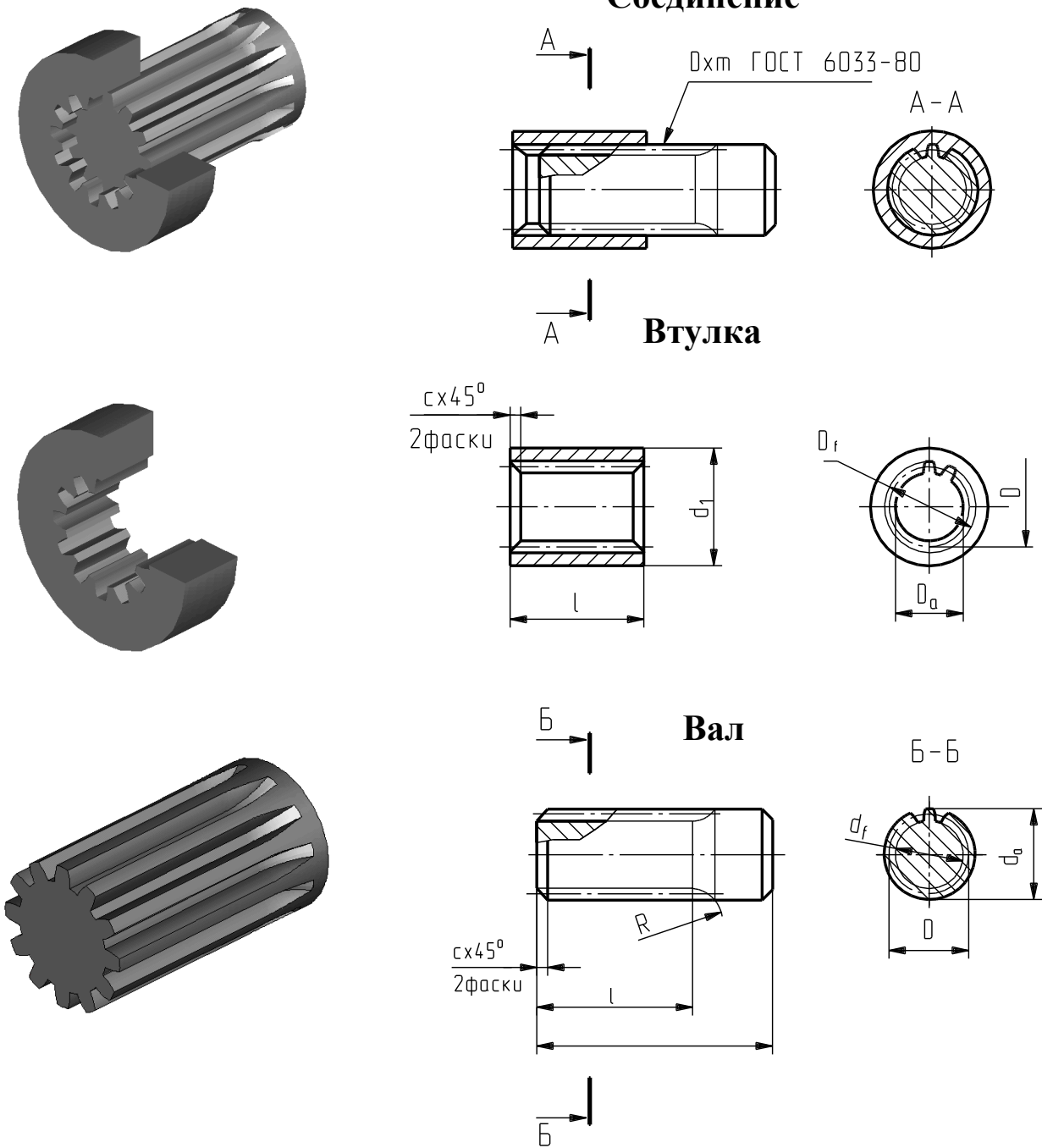


Рис. 7.

Треугольные шлицевые соединения (рис. 8)

Применяют в неподвижных соединениях для передачи небольших крутящих моментов при наличии тонкостенных шлицевых втулок.

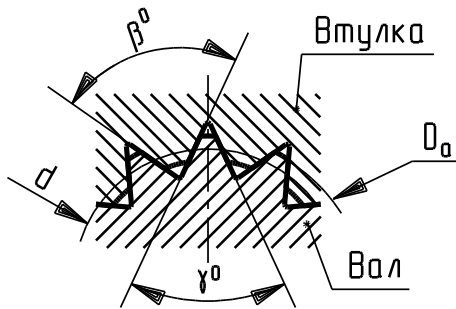


Рис. 8.

Основные параметры:
число зубьев z от 20 до 70;
угол впадин зубьев на валу $\beta - 60^\circ, 72^\circ, 90^\circ$.

Условное обозначение: *Tr. $D_a \times z$* , где
 D_a - номинальный диаметр
 z - число зубьев.

Нестандартизованные шлицевые соединения например, валы с торцевыми шлицами треугольного профиля и муфты с V-образным мелким (мышинным) зубом (рис.9), помещают изображение профиля зуба с двумя впадинами (шлицами) со всеми необходимыми сведениями.

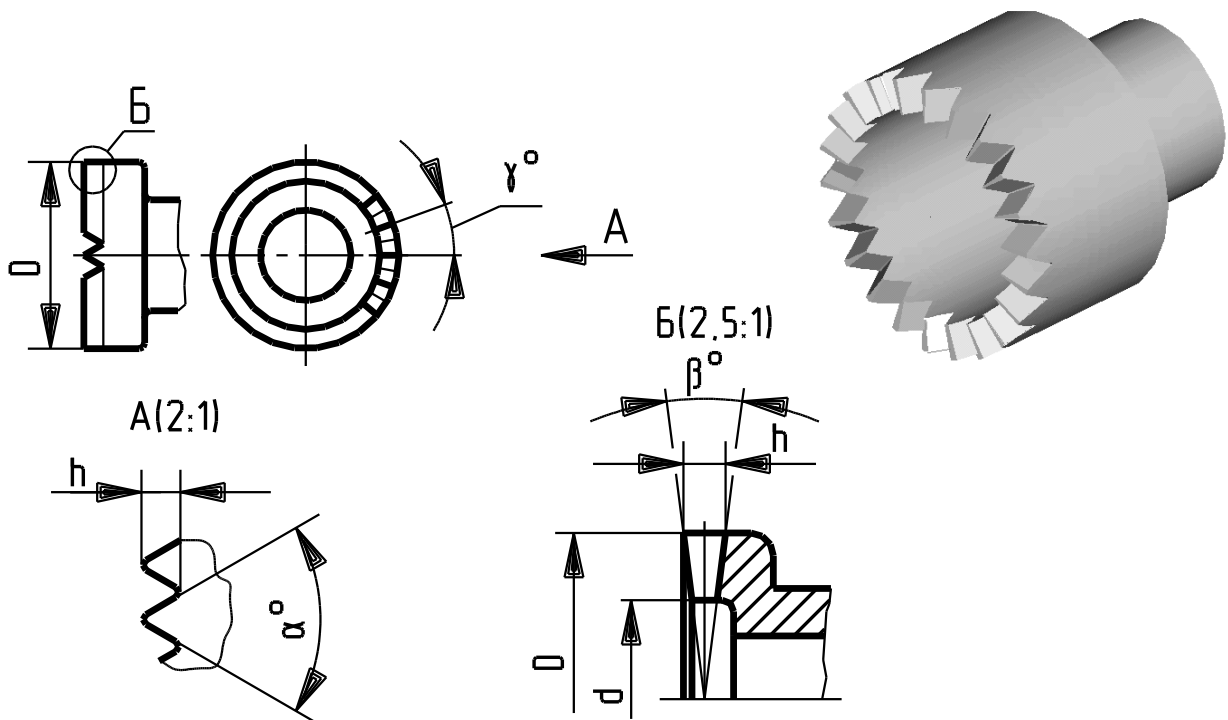
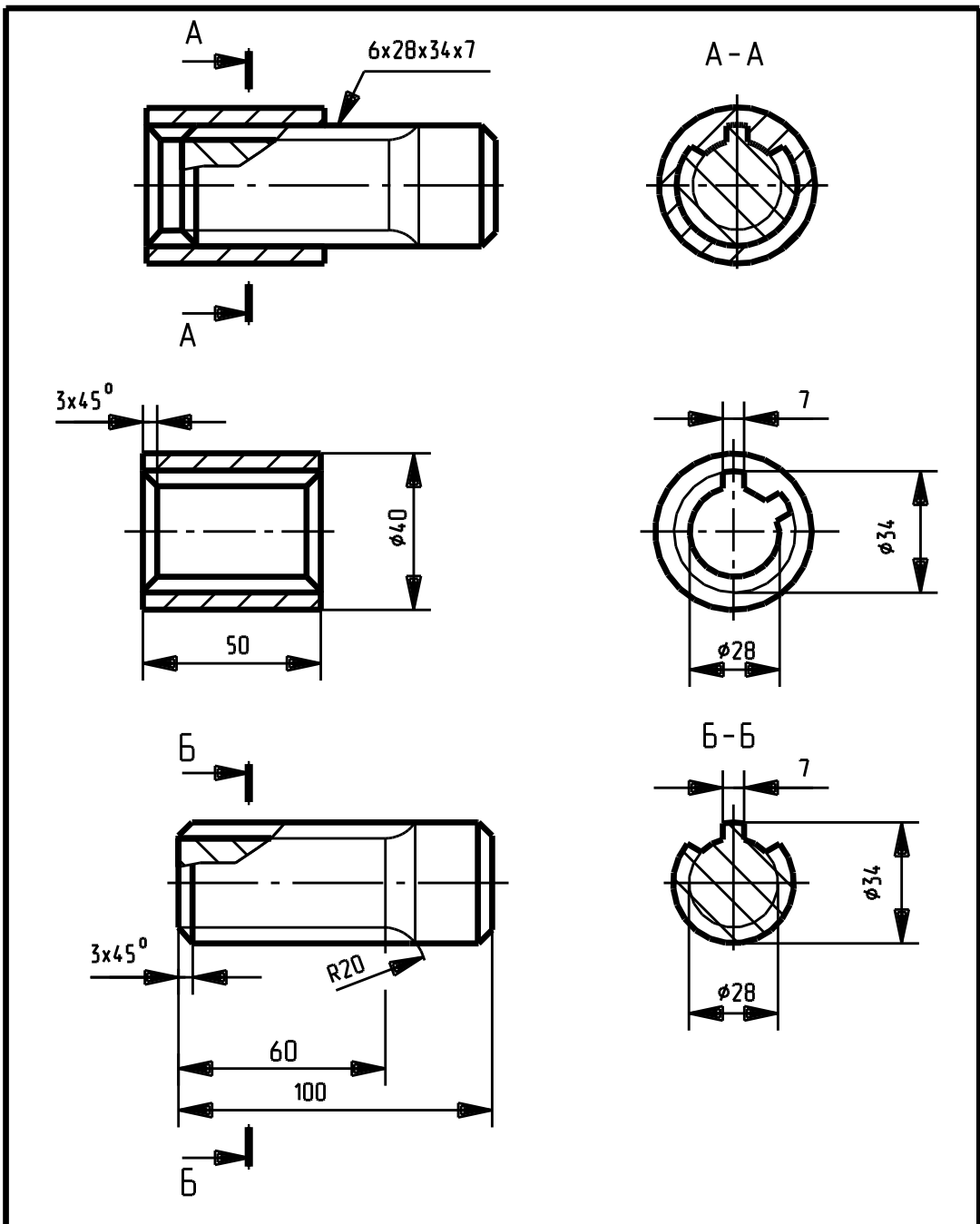


Рис. 9.

Пример выполнения графической работы (шлицевое соединение **прямоугольного** профиля) представлен на рис.10.

Графическая работа выполняется на формате А4.



				22-02-7		
				Соединение шлицами прямоугольными		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Литера	Масса
Разраб.						1:1
Проб.					Лист	Листов 1
Т.контр.					СГАУ зр.	
Н.контр.						
Утв.						

Рис.10.

Зубчатые передачи

Передачами (подвижными соединениями) называют устройства, передающие усилия от двигателя к исполнительным механизмам. Передачи бывают электрические, гидравлические, пневматические и механические. Одним из видов механических передач являются зубчатые передачи.

Для передачи вращательного движения с одного вала на другой, оси которых параллельны, применяют *цилиндрические* зубчатые колеса; если оси валов пересекаются, применяют *конические* зубчатые колеса; при скрещивающихся – *червячные* передачи; для преобразования вращательного движения в поступательное и поступательного во вращательное – *реечная* передача.

Каждая зубчатая передача состоит из двух деталей. В цилиндрических и конических передачах – это *зубчатые колеса* определенного вида, в червячных – *червяк и червячное колесо*, а в реечных – *рейка и зубчатое колесо*.

Рабочая поверхность зуба колеса обычно выполняется по кривым – эвольвенте или циклоиде. В машиностроении в основном применяется эвольвентное зацепление.

Зубчатые передачи обладают высоким коэффициентом полезного действия, надежны, но требуют высокой точности изготовления.

Цилиндрическая зубчатая передача осуществляется парой эвольвентных зубчатых колес, имеющих следующие основные параметры (рис.11):

d_a	~	диаметр окружности вершин зубьев;
d_f	~	диаметр окружности впадин зубьев;
d	~	диаметр делительной окружности;
m	~	модуль;
p	~	шаг;
z	~	число зубьев.

Делительной окружностью называется окружность, по дуге которой толщина зуба равна ширине впадины. Шаг – расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Из этих определений следует, что шаг $p = d/z$.

Диаметр делительной окружности равен

$$d = pz,$$

где отношение $p/m = m$ и называется модулем зубчатого зацепления.

Таким образом, диаметр делительной окружности можно определить по формуле

$$d = mz.$$

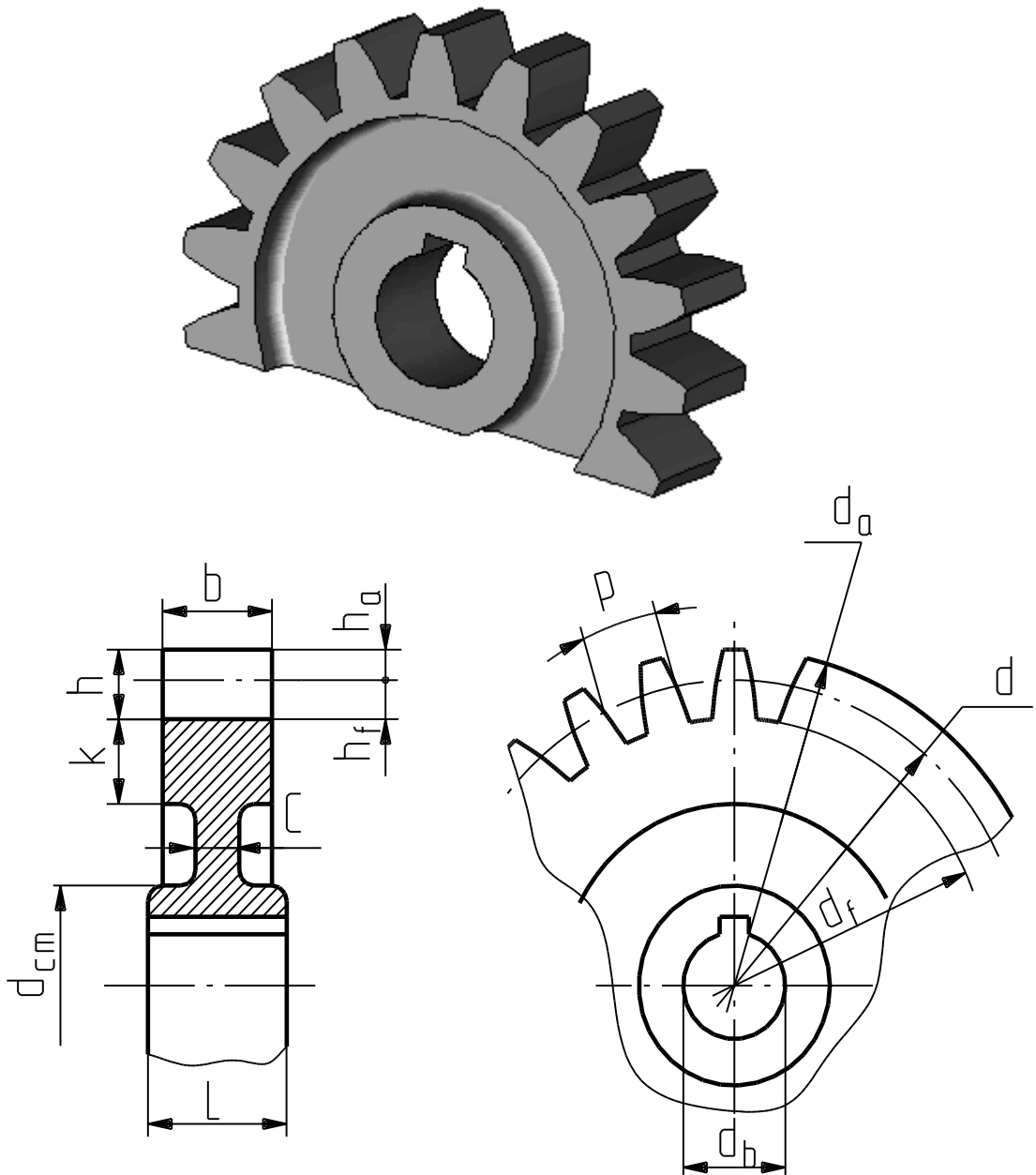


Рис.11.

Модуль – основной расчетный параметр зубчатой передачи. Модули всех видов зубчатых колес стандартизованы. Согласно ГОСТ 9663-60 установлены следующие значения модулей (размер указан в миллиметрах):

1-й ряд – 1 1,25 1,5 2 2,5 3 4 5

2-й ряд – 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5.

Для нормального эвольвентного зубчатого зацепления, т.е. изготовленного без смещения режущего инструмента, делительная окружность совпадает с начальной. Начальными называются окружности, по которым в процессе зацепления зубчатые колеса катятся без проскальзывания.

Делительная окружность делит высоту зуба колеса $h=h_a+h_f$ на две части:

верхняя часть h_a - головка зуба,

нижняя часть h_f - ножка зуба.

Для цилиндрических зубчатых колес величины h_a и h_f зуба определяются исходным контуром, размеры которого регламентированы ГОСТ 13755-81 и равны:

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

Диаметр окружности выступов зубьев

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

Диаметр окружности впадин зубьев

$$d_f = m(z-2,5).$$

На чертежах зубья колес изображаются согласно ГОСТу 2.403-75 условно, как показано на рис.12.

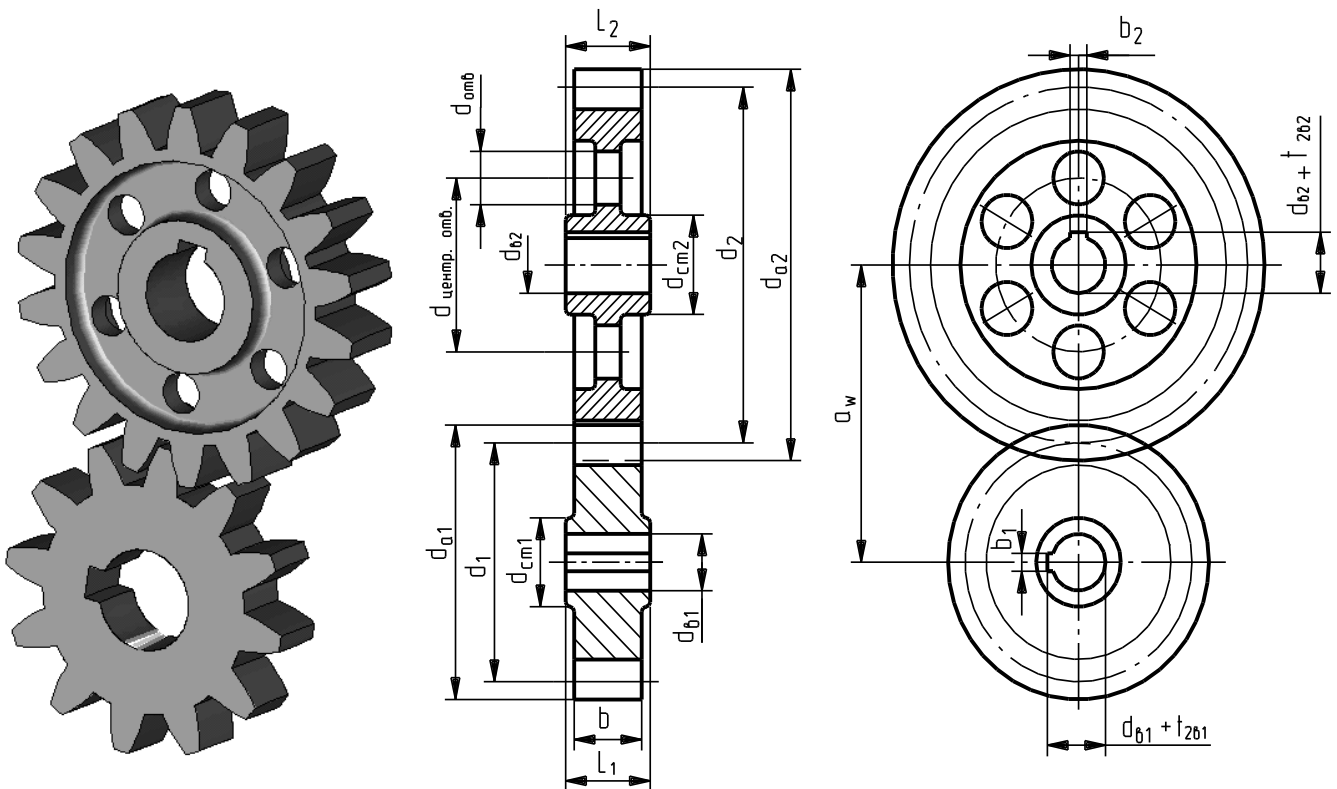


Рис.12.

Следует обратить внимание на то, что на виде слева цилиндрической зубчатой передачи делительные окружности зубчатых колес касаются друг друга.

Межосевое расстояние передачи рассчитывается по формуле

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2.$$

Геометрия остальных элементов зубчатого колеса определяется из условий прочности и пр. Однако в графической работе при вычерчивании конструктивных элементов зубчатых колес можно пользоваться следующими приближенными (эмпирическими) соотношениями:

диаметр отверстия под вал	$d_b (0,17...0,25)d;$
диаметр ступицы	$d_{ст} (1,6...1,8) d_b;$
длина ступицы	$L = (1,25...1,5) d_b;$
толщина обода	$K = (1,5...2) m ;$
ширина зубчатого венца	$b = (6...8) m;$
толщина диска колеса	$c = (0,25...0,3) b.$

Коническая зубчатая передача образуется парой конических зубчатых колес и применяется для передачи вращательного движения с одного вала на другой, когда оси этих валов пересекаются под некоторым углом (чаще всего этот угол 90°).

Конические колеса имеют делительный конус, конусы вершин и впадин зубьев, а также дополнительный конус, на котором располагаются торцевые стороны зубьев.

Размеры зубьев конического колеса (рис.13), а следовательно, и модуль величины переменные – они уменьшаются к вершине конуса. Поэтому существует понятие дополнительный конус, образующие которого перпендикулярны образующим делительного.

За основную (расчетную окружность) принимают делительную окружность d_e , лежащую в воображаемой плоскости общего основания конусов – делительного и дополнительного. По дуге этой окружности измеряют шаг и модуль m_e . Значения модуля выбирают из ГОСТ 9563-60. Высота зуба h_e , головки h_{ae} и ножки h_{fe} определяются по образующей дополнительного конуса и регламентируются исходным контуром в соответствии с ГОСТ 13754-81:

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{fe} = 1,2 m_e.$$

Отсюда следует, что:

$$d_e = m_e z$$

$$d_{ae} = m_e(z + 2 \cos^\ominus)$$

$$d_{fe} = m_e(z - 2,4 \cos^\ominus).$$

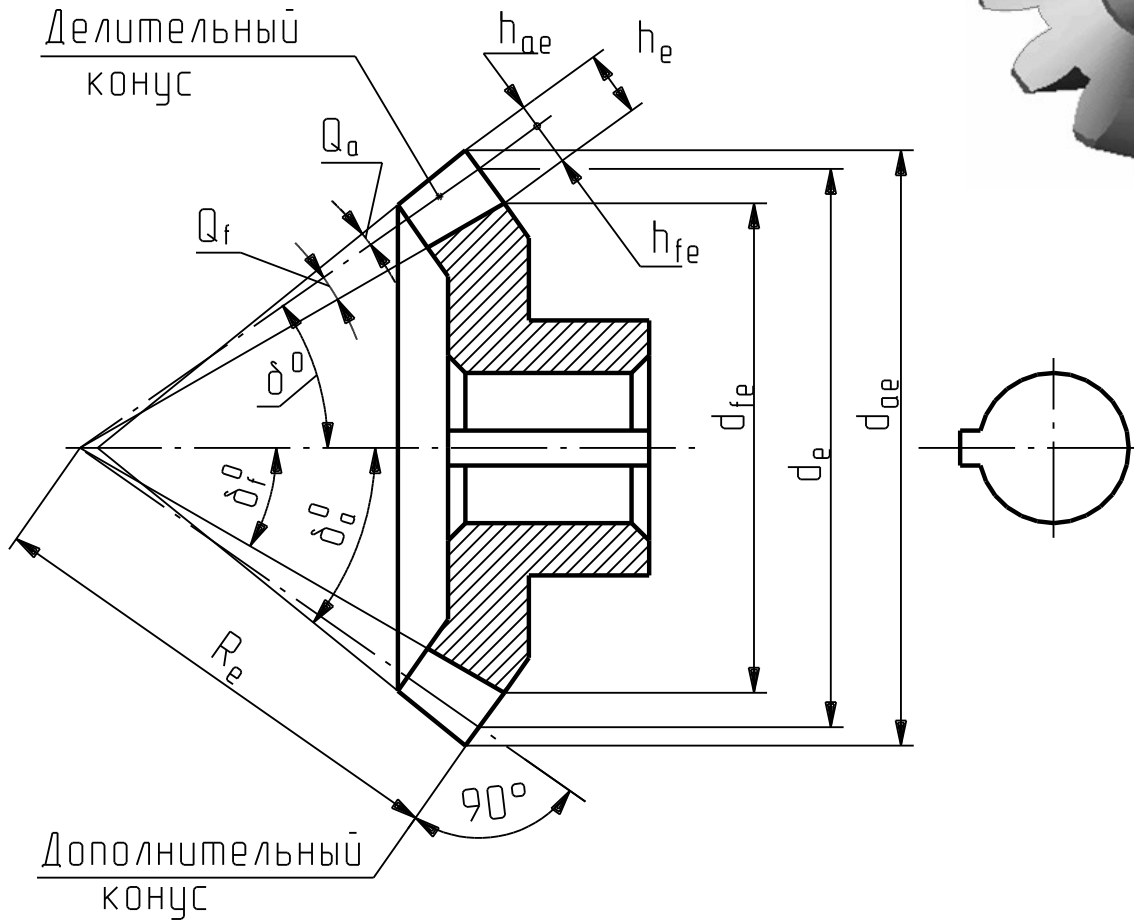


Рис.13.

На чертежах конических зубчатых колес, кроме указанных диаметров проставляют углы:

- θ ~ угол делительного конуса;
- θ_a ~ угол конуса вершин зубьев;
- θ_f ~ угол конуса впадин зубьев.

Эти углы определяются по формулам:

$$\operatorname{tg} \theta = z_1 / z_2,$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев колес данной зубчатой передачи (угол между осями валов 90°),

$$\theta_a(\rho) \sim \theta_a, \quad \theta_f(\rho) \sim \theta_f,$$

где θ_a и θ_f – углы головки и ножки зуба.

Согласно ГОСТ 19325-73 вершина конуса выступов зубьев смещена по отношению к вершине делительного конуса. Это смещение получается в результате того, что угол головки зуба каждого зубчатого колеса передачи равен углу ножки зуба каждого зубчатого колеса, т.е.

$$\alpha_a = \alpha_f \quad (P)$$

Равенство указанных углов обеспечивает постоянство зазора по длине зубьев сопрягаемых колес в конических зубчатых передачах. Величина угла ножки зуба

определяется по формуле

$$\tan \alpha = h_{fe} / R_e = 2,4 \sin \alpha' / z.$$

Длина образующей делительного конуса (внешнее конусное расстояние) равна:

$$R_e = d_e / 2 \sin \alpha'.$$

Конструктивное изображение конической зубчатой передачи согласно ГОСТ 2.405-75 показано на рис.14.

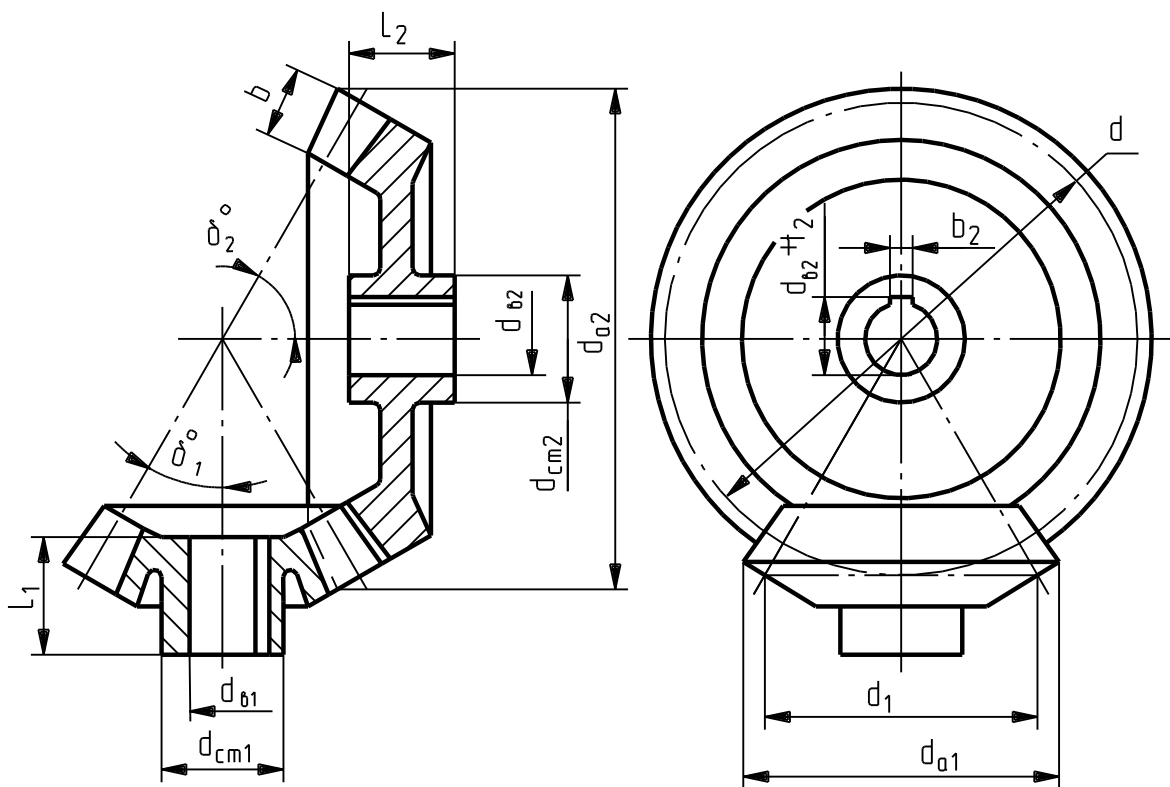
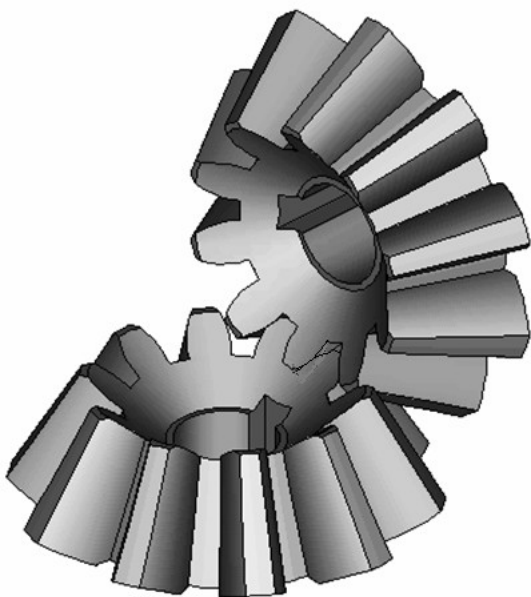


Рис.14.

Реечная передача состоит из зубчатой рейки, находящейся в зацеплении с цилиндрическим зубчатым колесом, и применяется для преобразования вращательного движения в поступательное и поступательного во вращательное.

Основные параметры реечной зубчатой передачи определяются также, как и для цилиндрической (см. стр. 16 и 18).

$$H_p = (5 \dots 6) m$$

На рис.15 дано конструктивное изображение реечной передачи в соответствии с ГОСТом 2.404-75.

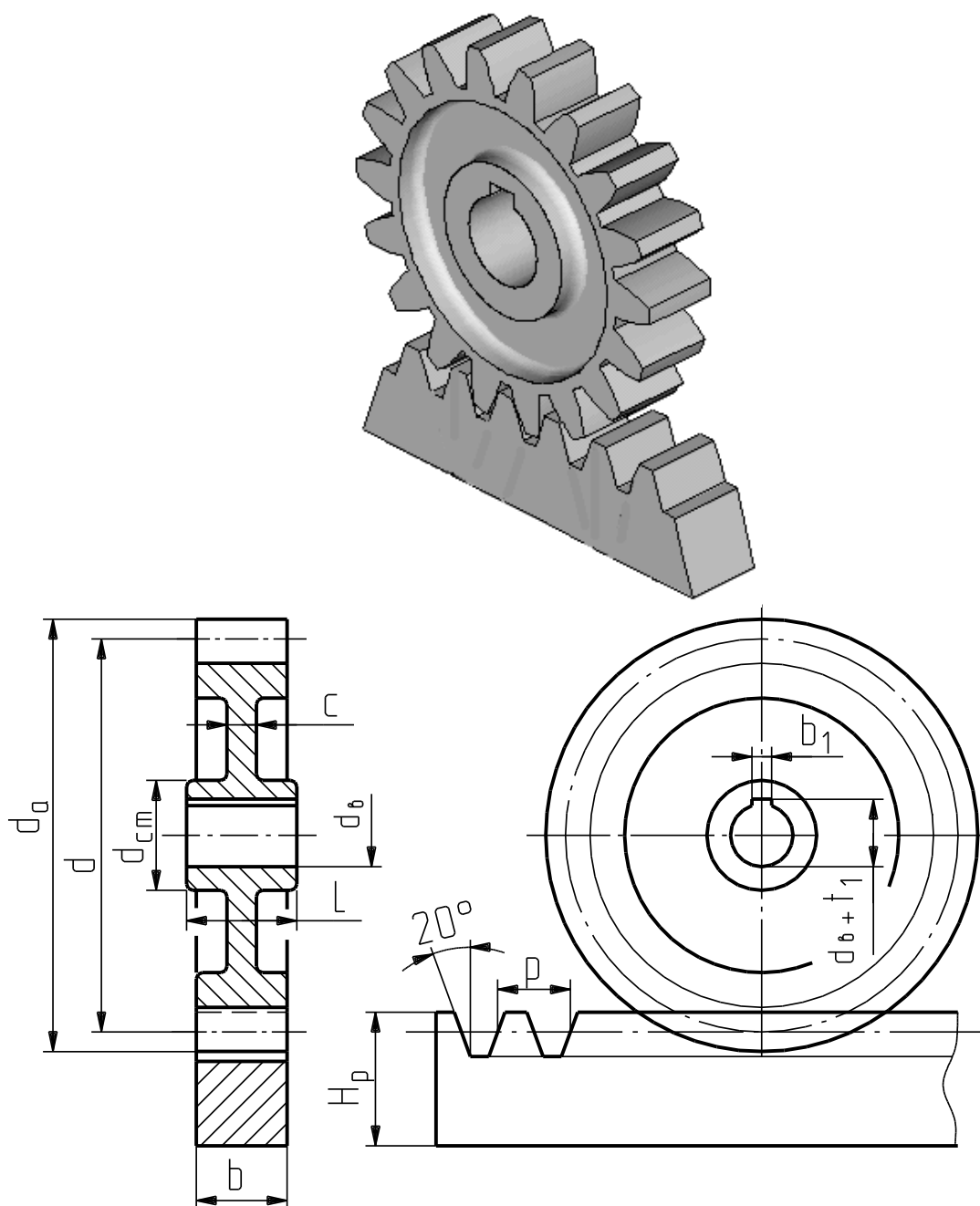


Рис.15.

Графическая работа выполняется на формате А3. Пример выполнения графической работы представлен на рис.16.

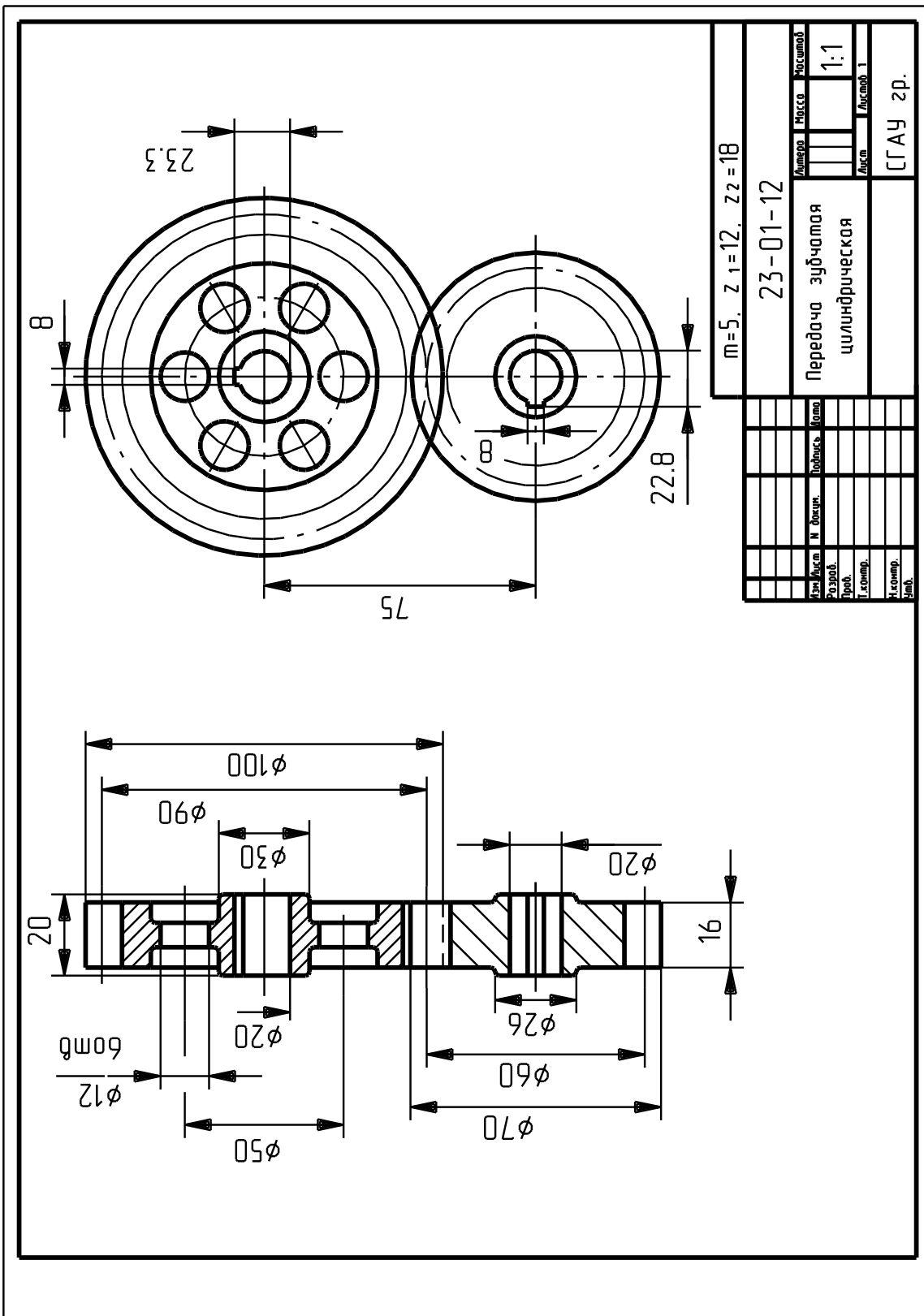


Рис. 16.

Список рекомендуемой литературы

1. Стандарты ЕСКД, по состоянию на 01.01.95.
2. Левицкий, В.С. Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей: учеб. для вузов/ В.С. Левицкий. – 3-е изд., доп. и испр. – М.: Высш. шк., 2001, 422с.
3. Кочнев, М.И. Разъемные и неразъемные соединения в машиностроительных и авиационных изделиях/ М.И. Кочнев, В.И. Смирнова; КуАИ, 1979.
4. Чемпинский Л.А. Соединение деталей и их изображение на чертежах/ Л.А. Чемпинский, В.Я. Фадеев; КуАИ, 1988.
5. Чекмарев, А.А. Справочник по машиностроительному черчению/ А.А. Чекмарев. – М.: Высш. шк. 2001.

Учебное издание

**УСЛОВНОСТИ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ
СОЕДИНЕНИЯ ШПОНКАМИ.
СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ.
ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ**

Методические указания

Составители: ***Комаровская Светлана Семеновна,
Рыжкова Людмила Михайловна***

Редактор А.В. Ярославцева
Компьютерная доверстка А.В. Ярославцева

Подписано в печать 16.03.2009 г. Формат 60x84/8.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л.3,0.

Тираж 1000 экз. Заказ . Арт. С - /09.

Самарский государственный аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

