

СБОРКА ТИПОВЫХ УЗЛОВ

1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Виды резьбовых соединений. Резьбовым называют соединение составных частей изделия, выполняемое с помощью детали, имеющей резьбу. Резьбу (табл. 1) образуют на цилиндрическом или коническом стержне нарезанием канавок с сечением определенного профиля или накаткой.

Резьбы, применяемые для неподвижных соединений, называют крепежными или крепежно-уплотняющими. Такие резьбы должны обеспечивать прочность, а в некоторых случаях и герметичность соединений. Резьбы, образующие подвижные соединения для передачи заданного перемещения одной детали относительно другой, называют кинематическими. Эти резьбы должны обеспечивать передачу требуемых сил, необходимую точность перемещений и минимальные потери на трение. Метрические резьбы в основном применяют для крепежных шпилек, болтов, винтов и гаек. Трубная резьба предназначена для различных трубных соединений; прямоугольную и трапецидальную резьбу применяют для деталей передачи движения, например, в ходовых винтах, домкратах и т. п. Упорную резьбу используют для механизмов, работающих под большим давлением, например в гидравлических и механических прессах. Круглую резьбу применяют для водопроводной арматуры, вагонных сцепок и др. Коническую резьбу широко используют в трубных соединениях, работающих при высоких давлениях.

Порядок сборки. Сборку резьбовых соединений осуществляют следующими методами: приложением крутящего момента, ударно-вращательных импульсов, осевых сил к крепежным деталям, температурной деформацией. Выбор метода сборки резьбовых соединений зависит от требуемой точности конструктивных особенностей резьбового соединения и серийности сборки. Резьбовые соединения собирают в такой последовательности. Осуще-

1. Основные виды резьб

Резьба	Номиналь- ный диа- метр, мм	Шаг резьбы P , мм	Угол профиля, °
Крепежная:			
метрическая с крупным шагом (ГОСТ 8724—81)	0,25—68	0,075—6	60
метрическая с мелким шагом (ГОСТ 8724—81)	1—600	0,2—6	60
дюймовая (ОСТ НКТП 1260)	3/16—4"	3—24 нитки на дюйм	55
метрическая коническая (ГОСТ 25229—82)	6—60	1—2	60
круглая	8—200	2,54—6,35	30
Для передачи движения:			
трапецидальная одноза- ходная (ГОСТ 24737—81, 24738—81)	8—640	1,5—48	30
трапецидальная многоза- ходная (ГОСТ 24739—81)	10—320	1,5—48	30
упорная (ГОСТ 10177—82)	10—640	2—48	Передний 3, задний 30
Крепежно-уплотняющая:			
трубная цилиндрическая (ГОСТ 6357—81)	1/16—6"	11—28 ниток на дюйм	55
трубная коническая (ГОСТ 6211—81)	1/16—6"	11—28 ниток на дюйм	55
дюймовая коническая (ГОСТ 6111—52)	1/16—2"	11,5—28 ниток на дюйм	60

ствляют расконсервацию крепежных и соединяемых деталей, снимая защитную смазку бензином-растворителем. Тщательно проверяют состояние резьбы, снимают заусенцы, поврежденные места зачищают, резьбу смазывают и проверяют свинчиваемость соединения. Резьбу смазывают графитовой пастой, состоящей из 40% графита и 40% смазки ЦИАТИМ-221, или машинным маслом с добавкой 20% графита. Вид смазки для ответственных резьбовых соединений указывает завод-изготовитель. Затем проверяют прилегание стыкуемых поверхностей; при необходимости осуществляют пригонку и устраняют забоины, заусенцы. Для создания герметичности соединяемые поверхности иногда пришабривают или притирают. При наличии прокладок проверяют правильность их положения. Зазор между поверхностями разъема выдер-

2. Отклонения от перпендикулярности (в мм) шпильки относительно опорной поверхности корпуса

Степень точности резьбы	Длина выступающей части шпильки, мм		
	До 50	50—120	Св. 120
4	0,06	0,06	0,10
6	0,10	0,10	0,16
8		0,16	

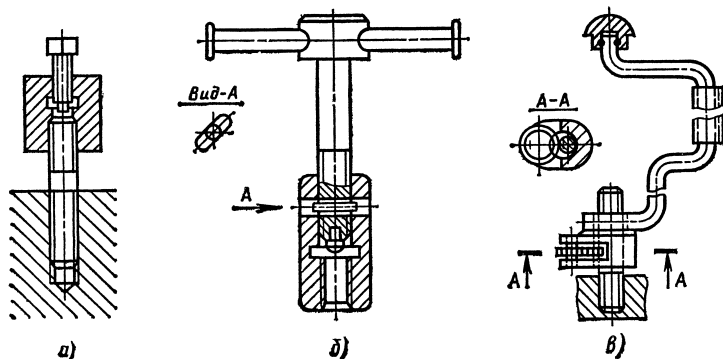
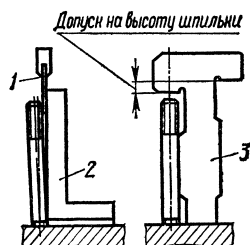
живают согласно техническим условиям. При сборке болтовых соединений совмещают оси отверстий и вставляют сначала болты, а затем устанавливают шайбы или подкладные стопорные элементы и навинчивают гайки. Предварительно затягивают гайки и измеряют зазор по их опорным поверхностям. Прилегание опорных поверх-

Рис. 1. Схема контроля отклонения от перпендикулярности и длины выступающей части шпильки:

1 — щуп; 2 — угольник; 3 — шаблон

Рис. 2. Средства для завинчивания шпилек:

а — специальное приспособление «солдатик»; б — ключ для завинчивания шпилек; в — ключ для завинчивания шпилек за гладкую часть



ностей гаек должно быть не менее 75% по всей длине их окружности. Окончательно затягивают гайки, в соответствии с техническими условиями контролируют правильность взаимной ориентации соединяемых деталей, крутящий момент или заданное осевое усилие. При сборке соединений со шпильками ее ввертывают в корпус, устанавливая промежуточные детали и шайбу и навинчивают гайку. Чтобы шпилька не вращалась при завинчивании гайки, в соединении шпильки с корпусом должен быть натяг, а с гайкой — зазор. Для правильной постановки шпилек должна быть выдержана перпендикулярность оси резьбового отверстия к опорной поверхности корпусной детали (табл. 2). Отклонение от перпендикулярности оси шпильки контролируют с помощью угольника и щупа, а высоту — с помощью шаблона (рис. 1).

Правильно поставленная шпилька в отверстии должна сидеть плотно и при отвинчивании гайки не должна вывинчиваться из детали. Недопустимо подгибать шпильки, не входящие в отверстие детали, так как во время эксплуатации таких соединений возникают трещины. Перекос шпилек исправляют только нарезанием новой резьбы в корпусе.

Для завинчивания шпилек используют гайки, простейшие и специальные приспособления (рис. 2), а также механизированные шпильковерты.

Сломанную часть шпильки удаляют несколькими способами. Если сломанная часть шпильки выступает над поверхностью детали, зашлифовывают грани по выступающей части и разводным ключом или ручными тисками вывинчивают обломок. Если обломанная шпилька не выступает над поверхностью детали, то шпильку удаляют следующими способами. Сверлят отверстие и забивают в него зубчатый бор (рис. 3, а). При вращении за квадратную головку бора шпилька вывертывается. Для вывертывания обломка шпильки в просверленное отверстие может быть вставлен другой инструмент — экстрактор, представляющий собой конический стержень, на поверхности которого нарезаны специальные левые канавки (рис. 3, б). При ввертывании экстрактора шпилька вывинчивается. В определенных случаях к торцу сломанной шпильки можно приварить гайку (рис. 3, в) и вывернуть их совместно. Из алюминиевых корпусов сломанную шпильку

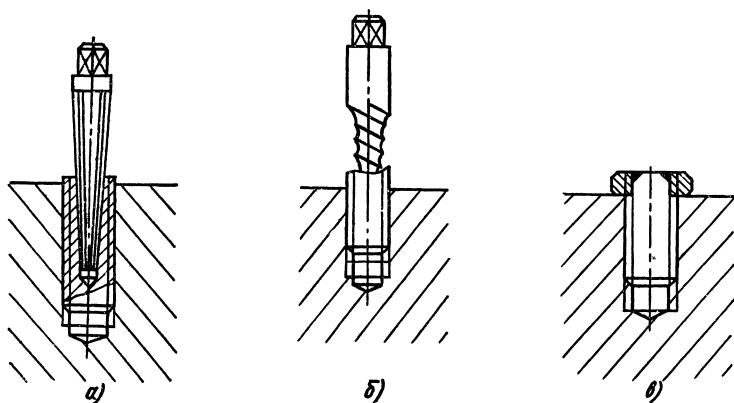


Рис. 3. Способы удаления сломанных шпилек:

а — зубчатым бором; *б* — коническим экстрактором с левой резьбой; *в* — с помощью приварной гайки

можно удалить раствором азотной кислоты. Из отверстий небольших корпусных деталей сломанные шпильки могут быть удалены электроэрозионным сверлением.

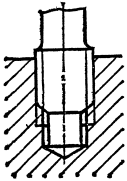
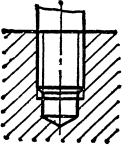
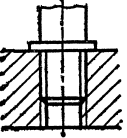
Основным требованием, предъявляемым к постановке шпилек в корпусные детали, является обеспечение устойчивости сопряжения шпильки с корпусом. Недопустимо страгивание, поворот или вывертывание шпильки при затяжке или отвинчивании гайки и в процессе эксплуатации. Это требование обеспечивается созданием на боковых гранях витков шпильки и корпуса значительных давлений, а следовательно, и сил трения, препятствующих повороту шпильки. Рекомендуемые способы стопорения шпилек приведены в табл. 3. Эффективность стопорения шпильки в корпусе можно оценить по крутящему моменту стягивания при ее отвинчивании, который зависит от момента затяжки шпильки при завинчивании. Стопорение шпилек путем натяга по среднему диаметру резьбы нашло широкое применение в точном машиностроении. При этом способе стопорение происходит в результате сил трения, возникающих на профиле от радиального натяга. Посадки выбирают в зависимости от их назначения и материала корпуса. Для шпилек с диаметром резьбы 10—30 мм при установке их в стальные корпуса натяг по среднему диаметру составляет 0,02—0,06 мм, а в чугунные

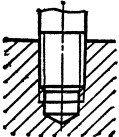
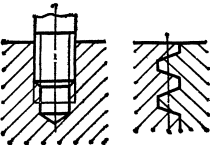
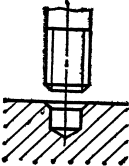
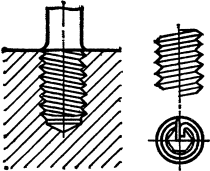
или алюминиевые корпуса — 0,04—0,12 мм. Способ стопорения шпилек посадкой на сбеги резьбы является наиболее простым и экономичным. Шпильку свободно ввинчивают в отверстие, а затем вдавливают участком сбега в фаску витка резьбы корпуса, создавая радиальный натяг на сбегах и осевой натяг на профиле резьбы. Стопорение шпилек упором бурта и в дно резьбового отверстия происходит вследствие сил трения на опорной поверхности бурта и конуса шпильки, а также на профиле резьбы от осевого натяга. Стопорение с помощью бурта существенно повышает сопротивление усталости соединения; однако это связано с увеличением трудоемкости изготовления и размеров резьбовой детали. При посадке шпильки на клей предусматривают гарантированный зазор по среднему диаметру резьбы, что снижает требование к точности изготовления резьбовых деталей, однако увеличивается трудоемкость сборки соединений. При стопорении спиральной вставкой последняя представляет винтовую пружину, изготовленную из проволоки ромбического сечения. Такая вставка увеличивает в корпусной детали поверхность среза резьбы, а это особенно важно, когда корпус выполнен из материала менее прочного, чем материал шпильки.

Для получения равномерной затяжки всех гаек, болтов или шпилек группового соединения применяют предельные или динамометрические ключи и определенный порядок сборки. Неответственные резьбовые соединения затягивают в два «обхода», ответственные — в три-четыре «обхода», постепенно увеличивая силу затяжки до номинальной: первый обход — $0,2P_z$, второй обход — $0,5P_z$, третий обход — $0,7P_z$ и четвертый обход — $1,0P_z$. Кроме того, затяжку групповых соединений необходимо выполнять в последовательности, показанной на рис. 4.

Инструментами для сборки резьбовых соединений являются ручные гаечные ключи различных конструкций, ключи для шпилек, отвертки различных конструкций, с регулируемым крутящим моментом, механизированный инструмент, специальные приспособления и устройства. Длина рукоятки гаечного ключа принята равной не более 15 диаметров резьбы, а прикладываемая сила не более 200 Н, что обеспечивает нормальную затяжку и исключает возможность срыва резьбы. При необходимости обеспе-

3. Способы стопорения шпилек в корпусных деталях

Тип соединения	Способ стопорения	Материал корпусной детали	Примечание
	Путем натяга по среднему диаметру резьбы	Сталь, чугун, сплавы алюминия и магния	Применяется в ответственных соединениях как при глухих, так и при сквозных отверстиях
	Посадкой на сбеги резьбы	Сталь, чугун, сплавы алюминия	Не рекомендуется применять при высоких динамических нагрузках. Используется при глухих сквозных отверстиях
	Упором бурта шпильки	Сплавы алюминия	Наименьший диаметр бурта должен быть не менее 1,5 мм. Применяется при глухих и сквозных отверстиях

	Упором в дно резьбового отвер- стия	Сталь, сплавы алюминия	Угол фаски шпильки должен быть равен углу заточки сверла. Применяется только при глу- хих отверстиях
	Посадкой на клею	Сталь, мягкие металлы	Температурный режим работы соединения ограничен температурным диапазоном клея. Применяется при глухих и сквозных отвер- стиях
	Завинчиванием шпильки в глад- кое отверстие	Легкие сплавы алюминия и маг- ния	Шпилька завинчивается через кондукторную втулку. Применяется при глухих и сквозных отверстиях
	Установкой спи- ральной вставки	Легкие сплавы алюминия и маг- ния	Применяется для увеличения поверхности среза резьбы в отверстии корпуса

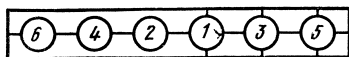
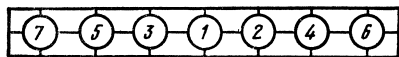
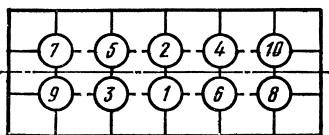
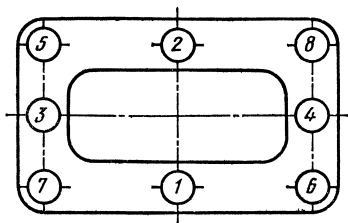
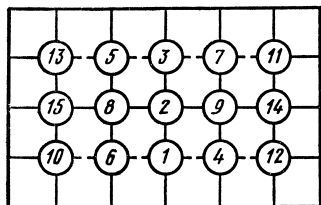


Рис. 4. Схема последовательности затяжки:

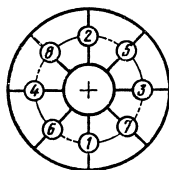
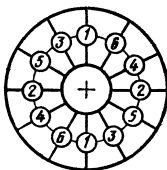
а — полосовых стыков; б — прямоугольных стыков; в — фланцевых стыков



а)



б)

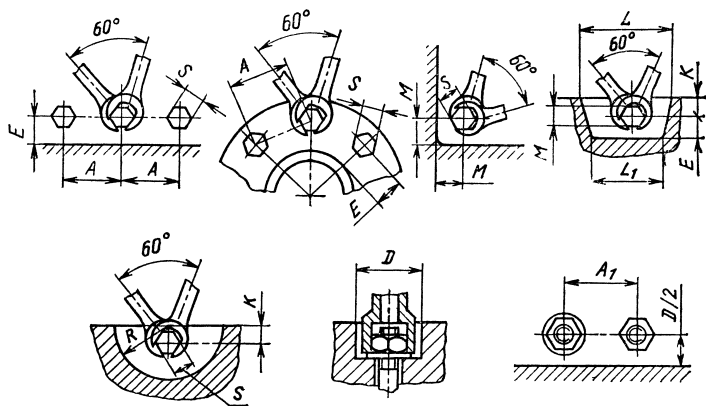


в)

чить крутящий момент свыше 2000 Н·м используют ключи с удлиненной рукояткой, мультипликаторы, а также ключи и приспособления с гидро- и пневмоприводом. Выбор конструкций ключей зависит от исполнения мест головки гаек (табл. 4), расположения сборочных единиц. В процессе затяжки резьбовых соединений могут происходить срывы ключей и смятие кромок гаек или головки болтов (винтов). Поэтому зазоры между губками ключей и гайками или головками болтов (винтов) должны находиться в заданных пределах (табл. 5). Не допускается применять изношенные ключи.

Механизированную сборку резьбовых соединений диаметром до 24 мм на монтажных площадках можно выполнять с помощью ручных резьбозавертывающих машин: гайковертов, винтовертов, шуруповертов, шпильковертов. Навинчивание и затяжка гаек, болтов и винтов с помощью механизированных инструментов осуществляется в такой последовательности: проводят подготовку крепежных и соединяемых деталей; болты (винты,

4. Минимальные размеры мест (в мм) под головки гаечных ключей

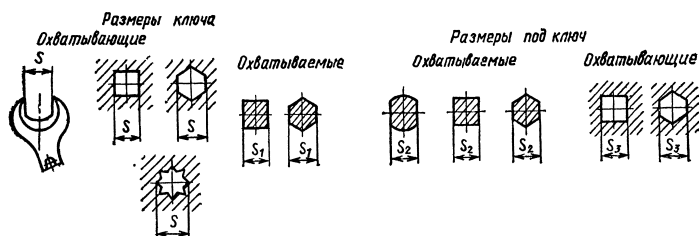


Размер S ключя	A	E = k	M	L	L ₁	R	D	A ₁
10	20	8	11	36	28	18	22	18
12	24	10	13	45	34	22	26	20
13	26	10	14	45	34	23	—	—
14	28	11	15	48	36	24	26	22
17	34	13	17	52	38	26	30	26
19	36	14	19	60	45	30	32	30
22	42	15	24	72	55	36	36	32
24	48	16	25	78	60	38	40	36
27	52	19	28	85	65	42	45	40
30	58	20	30	98	75	48	48	45
32	62	22	32	100	80	50	52	48
36	68	24	36	110	85	55	60	52
41	80	26	40	120	90	60	63	60
46	90	30	45	140	105	68	70	65
50	95	32	48	150	110	72	75	70
55	105	36	52	160	120	80	85	78
60	110	38	55	170	130	85	—	—
65	120	42	60	185	145	92	—	—
70	130	45	65	200	160	98	—	—
75	140	48	70	210	170	105	—	—
80	150	48	75	230	190	115	—	—
85	160	52	82	250	195	125	—	—
90	170	58	88	260	200	130	—	—
95	175	58	92	280	210	135	—	—
100	190	65	98	300	230	145	—	—
105	200	68	102	310	240	150	—	—

Продолжение табл. 4

Зев S ключа	A	$E = K$	M	L	L_1	R	D	A_1
110	205	70	105	320	250	155	—	—
115	215	72	110	340	270	160	—	—
130	245	80	120	380	290	190	—	—
145	275	95	140	430	320	210	—	—
155	295	100	150	450	350	225	—	—
175	330	110	165	510	390	255	—	—
180	335	115	170	530	410	265	—	—
185	345	115	175	540	420	270	—	—
200	370	120	180	580	450	290	—	—
210	395	130	205	610	470	305	—	—
225	420	140	220	650	500	325	—	—

5. Допустимые отклонения (в мм) размеров ключа и под ключ



Размеры ключа				Размеры под ключ			
S охватывающие			S_1 охватываемые	S_2 охватываемые			S_3 охватываемые
Номинальные размеры $S; S_1; S_2; S_3$	Нормальная точность	Грубая точность		Повышенной точности	Нормальная точность	Грубая точность	
10	$+0,19$ $+0,04$	$+0,24$ $+0,04$	$-0,058$	$-0,20$	$-0,36$	—	$+0,15$ $+0,05$
12; 13	$+0,24$ $+0,04$	$+0,30$ $+0,04$	$-0,120$	$-0,24$	$-0,43$	—	$+0,18$ $+0,06$
14	$+0,27$ $+0,05$	$+0,35$ $+0,05$					
17	$+0,30$ $+0,05$	$+0,40$ $+0,05$					

Продолжение табл. 5

Размеры ключа				Размеры под ключ			
S охватывающие			S ₁ охватываемые	S ₂ охватываемые			S ₃ охватывающие
Номинальные размеры S; S ₁ ; S ₂ , S ₃	Нормальная точности	Грубой точности		Повышенной точности	Нормальная точности	Грубой точности	
19; 22; 24	+0,36 +0,06	+0,46 +0,06	-0,140	-0,28	-0,52	—	+0,21 +0,07
27; 30	+0,48 +0,08	+0,48 +0,08				-0,84	
32; 36; 41; 46; 50	+0,60 +0,10	+0,70 +0,10	-0,170	-0,34	-1,00	-1,00	+0,25 +0,05
55; 60; 65; 70	+0,72 +0,12	+0,92 +0,12	-0,20	-0,40	-1,20	-1,20	+0,30 +0,10
75; 80; 85; 90; 95; 100	+0,85 +0,15	+1,15 +0,15	—	-0,87	-1,40	-1,40	—
105; 110; 115	+1,00 +0,20	+1,40 +0,20					
130; 145; 155; 175; 180; 185; 200; 210	+1,25 +0,25	—		-1,00	-1,60	-1 60	
225	+1,50 +0,30			-1,15	-1,90	-1,90	

гайки) вручную ввертывают на одну-две нитки; сменную головку гайковерта, закрепленную на квадратном конце шпинделя, надевают на головку болта (гайки) и включают гайковерт; контролируют силу затяжки выбранным способом.

При сборке более 40—50 резьбовых соединений диаметром св. 20 мм эффективно применять двухэтапный метод сборки. На первом этапе с помощью легких гайковертов и специальных накидных головок навинчивают гайки до упора. На втором этапе с помощью силовых устройств, ключей мультипликаторов, гидравлических ключей проводят окончательную затяжку.

Стопорение осуществляют путем жесткого соединения резьбовых деталей между собой (болта и гайки, винтов в групповом соединении); создания дополнительных сил трения в резьбе или на опорных поверхностях резьбового соединения (стопорение контргайкой, винтом, самостопорящимися гайками); местных пластических деформаций и т. п. Стопорение с помощью деформируемых стопорящих элементов осуществляют шплинтами, проволочными отгибными штифтами, коническими разводными штифтами, обвязкой болтов и гаек проволокой. Стопорение с помощью недеформируемых элементов осуществляют цилиндрическими и коническими штифтами и с помощью колец-шплинтов. Этот способ стопорения имеет следующие недостатки: резьба по образующей просверленного отверстия плотно «спрессовывается» и демонтаж соединения весьма затруднен. Применяют способ стопорения резьбовых соединений с использованием удерживающей накладки и стопорного винта. Возможно стопорение резьбовых соединений с помощью сварки, пайки, расклепывания и накернивания. Болты и гайки с фланцевыми головками, на опорной поверхности которых имеются зубья, а также стопорные шайбы с зубьями обеспечивают надежное стопорение резьбового соединения вследствие вдавливания зубьев в деталь. Стопорение путем силового замыкания на резьбу основано на создании дополнительных сил трения по сторонам витков резьбы при радиальном или осевом давлении. Преимуществом такого стопорения является возможность выполнения бесступенчатой затяжки. Стопорение выполняют контргайкой; при этом ее витки соприкасаются с нижними сторонами профиля резьбы болта и осевая нагрузка воспринимается витками резьбы контргайки.

Рациональную конструкцию стопорящих элементов выбирают в зависимости от конструктивных, технологических, эксплуатационных и экономических условий. При этом учитывают степень ответственности соединения, число разборок и сборки в процессе эксплуатации, размеры соединяемых деталей, особенность сборки и контроля сил затяжки, трудоемкость установки и стоимость стопорящих элементов.

Контроль сил затяжки в резьбовом соединении при различных методах сборки является необходимым условием

правильной сборки и надежной работы резьбовых соединений. Насколько важно правильно выбрать расчетную схему и точно выполнить расчет резьбового соединения, настолько же важно реализовать на практике полученную силу затяжки. Контроль силы затяжки резьбовых соединений осуществляют косвенными методами. При этом используют предварительно градуированные средства контроля либо измеряют одну или несколько величин, связанных с силой затяжки, которые вычисляют по соответствующим аналитическим зависимостям. Применяемые методы контроля силы затяжки основаны на измерении деформаций болта, шпильки или стягиваемых деталей; сил, прикладываемых к крепежным деталям; физических характеристик материала болта или шпильки при нагружении. Метод контроля силы затяжки по крутящему моменту является наиболее удобным, производительным и распространенным. Этот метод не требует высокой квалификации рабочих, выполняющих контроль, или конструктивных изменений в крепежных деталях. Выполняют затяжку ручными или механизированными рычажными ключами; одновременно осуществляют контроль силы в шпильке или болте.

Применение градуированных ключей основано на связи крутящего момента на ключе и осевой силы затяжки. Для определения момента при заданной силе затяжки с некоторым приближением используют зависимость

$$M_K = 0,2P_z d,$$

где P_z — сила затяжки; d — диаметр резьбы; 0,2 — коэффициент, учитывающий трение в резьбе.

Соотношение между прикладываемым крутящим моментом и осевой силой затяжки зависит от коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки (болта), состояния резьбы, повторяемости и скорости завинчивания. На точность контроля силы затяжки значительное влияние оказывают перекосы опорных поверхностей гайки или головки болта. Поэтому данный метод обеспечивает сравнительно невысокую точность ($\pm 20\%$). Улучшая качество изготовления резьбы, применяя смазку, специальные покрытия, можно добиться точности $\pm 15\%$.

При сборке резьбовых соединений большого диаметра предварительным растяжением, которое создают спе-

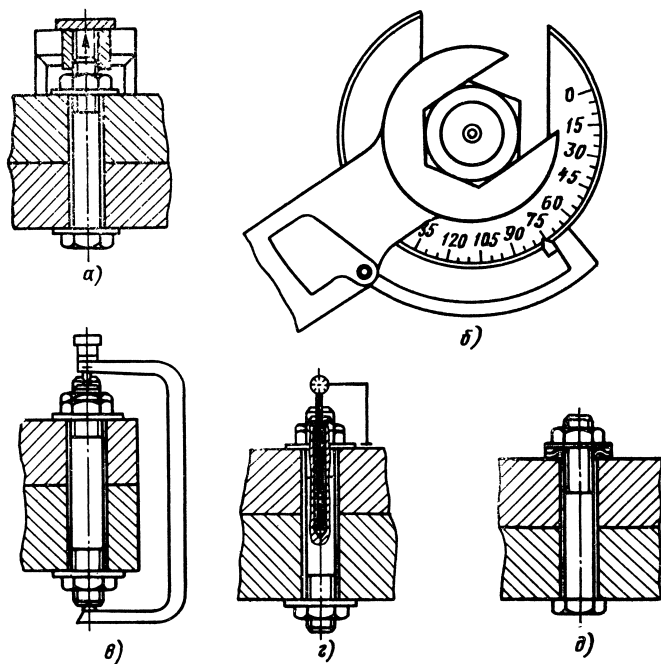


Рис. 5. Схемы контроля силы затяжки:

a — по осевой силе; *b* — по углу поворота гайки; *в* — скобами; *г* — с помощью индикатора; *д* — мерными шайбами

циальным устройством — домкратом, через муфту к шпильке (болту) прикладывают силу P_d , растягивающую ее в пределах упругой деформации. Растянутую шпильку (болт) фиксируют гайкой, после чего силу P_d снимают (рис. 5, *a*). При этом сила вытяжки снижается на некоторую величину. Возникающими в процессе растяжения упругими силами деформации соединяемых деталей создается сила затяжки. Контроль силы затяжки в данном случае оценивают по прикладываемому усилию вытяжки согласно зависимости

$$P_z = P_d K_p,$$

где P_d — предварительное усилие вытяжки; K_p — коэффициент разгрузки; для шпилек (болтов) длиной (5÷

10) $d K_p$ следует принимать соответственно равным 1,3—1,1.

Таким образом, определяя по манометру усилие вытяжки, можно рассчитать силу затяжки. Точность контроля силы затяжки при данном способе сборки составляет $\pm 10\%$.

Метод контроля силы затяжки по углу поворота гайки основан на принципе совместного измерения суммарной деформации болта (шпильки) и стягиваемых деталей. В технических условиях на сборку резьбового соединения задают угол поворота гайки. Силу затяжки по углу поворота гайки определяют по зависимости

$$P_s = \frac{\alpha PEF}{360^\circ l},$$

где α — угол поворота гайки; P — шаг резьбы; E — модуль упругости материала болта; l — длина болта (шпильки).

Контроль силы затяжки по углу поворота гайки выполняют с помощью специальных шаблонов, транспортеров (рис. 5, б) и по разметке. Основную долю в продольной деформации занимает податливость болта, однако для податливых фланцев необходимо учитывать и податливость стягиваемых деталей. Указанный метод наиболее прост при выполнении сборочных работ, однако сложность определения податливости стягиваемых деталей и неопределенность начала отсчета угла при наличии перекосов, микро- и макронеровностей на торце гайки и сопрягаемых поверхностях снижает точность этого метода. Точность обеспечения заданной силы затяжки при контроле по углу поворота гайки с предварительным обжатием стыка составляет $\pm 15\%$.

Метод контроля силы затяжки по удлинению болта (шпильки) менее технологичен, чем методы контроля по углу поворота и крутящему моменту, но является наиболее надежным и точным, так как не зависит от определения коэффициента трения в резьбе или контактных перемещений в стягиваемых деталях. Этот метод используют при контроле силы затяжки ответственных болтов и шпилек на фланцах аппаратов и трубопроводов высокого давления, шатунных и стяжных болтах двигателей. Силу

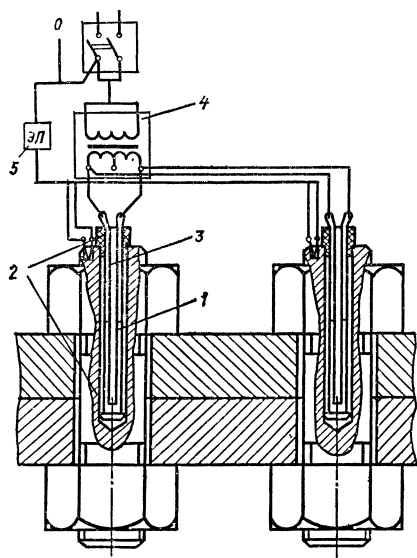


Рис. 6. Электрический нагреватель:

1 — нагревательный элемент; 2 — изоляционно-направляющие втулки; 3 — контактные пластины; 4 — трансформатор; 5 — термопара с потенциометром

затяжки в зависимости от удлинения болта (шпильки) определяют по зависимости

$$P_z = \frac{\Delta l E F}{l},$$

где Δl — удлинение болта (шпильки).

При использовании данного метода в процессе затяжки гаек измеряют удлинение болта с помощью микрометров

или индикаторов. Для этой цели в конструкции должны быть предусмотрены измерительные базы или возможность крепления измерительных приборов. Конструктивные и технологические трудности, возникающие при использовании этого метода, привели к разработке приемов и способов контроля, основанных на измерении деформации стержня болта (шпильки), применении полых болтов и различных мерных элементов (тарированных шайб) и др. На рис. 5, а представлена конструкция болта (шпильки), имеющего по оси отверстие, соответствующее длине деформируемой части. В это отверстие устанавливают приспособление, состоящее из специальной цанги с индикатором и контрольного стержня. При этом способе силу затяжки оценивают как в процессе сборки, так и во время эксплуатации, а его точность составляет $\pm 8\%$. На этом же принципе основан контроль с помощью специальных мерных шайб, устанавливаемых между двумя обычными шайбами (рис. 5, б). Гайку затягивают до тех пор, пока зазор не будет полностью устранен и контрольное кольцо не окажется зажатым.

Сборку резьбовых соединений большого диаметра, применяемых в мощных прессах, молотах, дизелях и в других машинах, выполняют с помощью температурной деформации. Нагрев болта или шпильки выполняют с помощью стержневых электронагревателей, вставляемых в отверстия болтов, или разъемных муфт, охватывающих болт снаружи (рис. 6). Нагрев участка болта или шпильки выполняют в течение 5—6 ч. В результате температурного удлинения образуется зазор между скрепляемым фланцем и гайкой, затем обычным ключом довертывают гайку до упора. После охлаждения в соединении возникает сила затяжки; при этом болт будет удлиняться, а стянутые детали — сжиматься. Силу затяжки в зависимости от температуры болта определяют по зависимости

$$P_s = \frac{\alpha_t l_n t EF}{l},$$

где α_t — коэффициент линейного расширения материала болта; l_n — длина участка болта, на которой производится нагрев; t — изменение температуры болта.

Контроль силы затяжки тензометрированием основан на измерении деформации болта (шпильки) и является наиболее точным. Однако применение этого метода связано с большими затратами труда и требует специальных условий. В зависимости от выбранной методики испытаний на гладкую или резьбовую часть болта (шпильки) наклеивают проволоочные тензодатчики и соединяют их с регистрирующей аппаратурой. Проводят затяжку резьбового соединения и контролируют напряжение. Этот метод применяют для контроля особо ответственных, уникальных резьбовых соединений. Точность контроля тензометрированием составляет $\pm 5\%$. Из рассмотренных наибольшее применение имеют методы контроля силы затяжки по крутящему моменту и углу поворота гайки. Сравнительная оценка точности методов контроля сил затяжки приведена в табл. 6.

Особенности сборки соединений на высокопрочных болтах. Соединения стальных конструкций на высокопрочных болтах с временным сопротивлением разрыву $\sigma_B = 1100$ МПа в последнее время находят все более широкое распространение. Высокопрочные болты устанавливают с зазором, а внешняя нагрузка уравнивается

6. Сравнительная оценка точности методов контроля сил затяжки резьбовых соединений

Метод контроля	Точность, % ($\pm$)	Относительные затраты
По крутящему моменту: динамометрическими и предельными ключами гаечными ключами	15	1,5
	30	1
По углу поворота гайки	15	2
По удлинению болта с помощью: индикатора мерных шайб тензодатчиков	8	5
	10	7
	5	20
По прикладываемой силе затяжки	10	10

силами трения в стыке, которые образуются от затяжки высокопрочных болтов. К подготовительным операциям сборки таких соединений относят: расконсервацию и очистку высокопрочных болтов; подготовку элементов конструкций; контрольно-тарировочную проверку инструмента.

Для расконсервации и очистки высокопрочные болты, гайки и шайбы погружают в бак с кипящей водой на 8—10 мин, промывают в смеси из 85% неэтилированного бензина и 15% машинного масла (типа автол) и сушат. Очищенные болты, гайки и шайбы хранят в закрытых ящиках не более 10 суток, после чего повторяют обработку. Заусенцы, обнаруженные вокруг и внутри отверстий, а также по краям соединяемых элементов, удаляют с помощью электрических и пневматических ручных машин плоской стороной шлифовального круга без образования углублений, нарушающих контакт соприкасающихся поверхностей. При перепаде поверхностей соединяемых элементов от 0,5 до 3 мм включительно на выступающем элементе выполняют скос зачисткой на расстоянии до 30 мм от края элемента. При перепаде поверхностей более 3 мм применяют выравнивающие прокладки. К основ-

ным технологическим операциям сборки высокопрочных болтов относятся: обработка контактных поверхностей; сборка соединений; установка высокопрочных болтов; натяжение и контроль за силой затяжки болтов. Градуировку динамометрических ключей выполняют 1 раз в смену. Способ обработки контактных поверхностей стальных строительных конструкций выбирают в соответствии с коэффициентом трения, указанным в чертежах. Установлены следующие способы обработки контактных поверхностей, выполняемых на монтажной площадке: пескоструйный (дробеструйный), газопламенный, металлическими щетками, клеэфрикционный. Срок хранения конструкций, обработанных пескоструйным (дробеструйным), газопламенным способами и металлическими щетками, до сборки не должен превышать трех суток. Непосредственно сборку соединений выполняют в такой последовательности: совмещают отверстия и фиксируют элементы с помощью сборочных пробок, которые должны составлять 10% числа отверстий, но не менее двух; устанавливают высокопрочные болты в отверстия, свободные от пробок; предварительно плотно стягивают пакет соединяемых элементов и проводят окончательное натяжение высокопрочных болтов с силой, указанной в чертежах; извлекают сборочные пробки, устанавливают болты и натягивают их до проектной силы; грунтуют соединения. Затяжку высокопрочных болтов до значения, составляющего 80—90% силы, можно выполнять редкоударными электрическими и пневматическими гайковертами с шарнирами и удлинителями. Окончательное натяжение болтов до силы, указанной в чертежах, выполняют динамометрическими ключами. Момент затяжки высокопрочных болтов определяют по зависимости

$$M_3 = K P d,$$

где K — коэффициент затяжки, принимаемый по сертификатам на высокопрочные болты или определяемый с помощью динамометрического прибора; обычно принимают равным 0,18; P — сила натяжения болта, заданная в чертежах; d — номинальный диаметр болта.

Под головки высокопрочных болтов и гаек ставят по одной термообработанной шайбе. Выступающий конец болта должен иметь не менее одной нитки резьбы над

гайкой. При несовпадении отверстий проводят рассверливание, не применяя охлаждающей жидкости. Предварительную и окончательную затяжку высокопрочных болтов выполняют от середины соединения к краям. Качество выполнения соединений на высокопрочных болтах проверяют пооперационно. Контролю подлежат качество обработки контактных поверхностей соответственно установленным болтам, гаек и шайб, сил затяжки, а также наличие на головках болтов клейма завода-изготовителя и на стыке клейма бригадира. Отклонение фактического момента затяжки от момента, указанного в чертежах, не должно превышать 20%. Плотность пакета соединяемых элементов контролируют щупом толщиной 0,3 мм, который не должен проходить между поверхностями по контуру соединяемых элементов.

2. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Соединение деталей с натягом обеспечивается силами трения, которые зависят от давления, определяемого натягом. В зависимости от сил, которые должны выдерживать неподвижные соединения при работе машин, их выполняют с помощью посадок с гарантированным натягом и переходных.

Сборка соединений с гарантированным натягом может осуществляться под действием осевой силы или термовоздействием, т. е. с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Процесс сборки продольно-прессовых соединений состоит в том, что к одной из двух деталей, охватываемой (валу) или охватывающей (втулке), прикладывается осевая сила, надвигающая детали друг на друга. Сила запрессовки растет от нуля до максимального значения. Охватываемая деталь имеет наружный диаметр больший, чем диаметр отверстия охватывающей детали, и соединение их при продольном перемещении в процессе сборки происходит с деформированием металла. Вследствие натяга на поверхности контакта возникает давление, величина которого определяет характер деформации охватываемой и охватывающей деталей. Эти деформации могут быть либо упругими, либо упругопластическими (рис. 7).

При выборе технологии сборки соединений с гарантированным натягом определяют силы запрессовки и рас-

Рис. 7. Схема продольно-прессового соединения

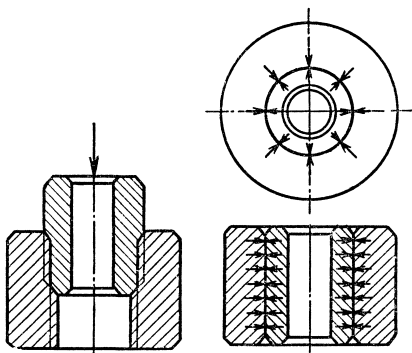
прессовки, по величине которых выбирают оборудование или приспособления для выполнения этой операции (рис. 8). Направление выпрессовки целесообразно сохранить таким же, как при запрессовке. В процессе запрессовки применяют смазки (машинное масло, дисульфид-молибденовые смазки), предохраняющие поверхности от задиоров и уменьшающие силу запрессовки. Применение дисульфидмолибденовой смазки уменьшает силу запрессовки на 30%; устраняются вибрации пресса и задиры сопрягаемых поверхностей.

Запрессовку проводят осторожно, обеспечивая приспособлениями правильное направление прессуемой детали. Неточности сопряжения деталей возможны в начальный период сборки. В некоторых случаях направление деталям при запрессовке удобно задавать путем базирования охватывающей и охватываемой деталей на оправках или в специальных направляющих приспособлениях. Материалы оправок должны быть мягче материала напрессовываемых деталей.

Запрессовку проводят осторожно, обеспечивая приспособлениями правильное направление прессуемой детали. Неточности сопряжения деталей возможны в начальный период сборки. В некоторых случаях направление деталям при запрессовке удобно задавать путем базирования охватывающей и охватываемой деталей на оправках или в специальных направляющих приспособлениях. Материалы оправок должны быть мягче материала напрессовываемых деталей.

Перед запрессовкой детали тщательно осматривают; загрязненные поверхности, заусенцы и забоины зачищают. Входящая кромка запрессовываемой детали должна иметь переходную поверхность или фаску, а сопрягаемые поверхности для устранения задиоров покрыты слоем смазки.

Силы, необходимые при сборке продольно-прессовых соединений, создают посредством универсальных и специальных прессов. Требуемое усилие этих прессов определяют из расчетной силы запрессовки с коэффициентом запаса 1,5—2. Для сборки соединений с небольшой силой запрессовки применяют ручные винтовые и реечные приспособления, однако они требуют значительных физических усилий. В ряде случаев целесообразно применять



Стальной вал и стальная втулка

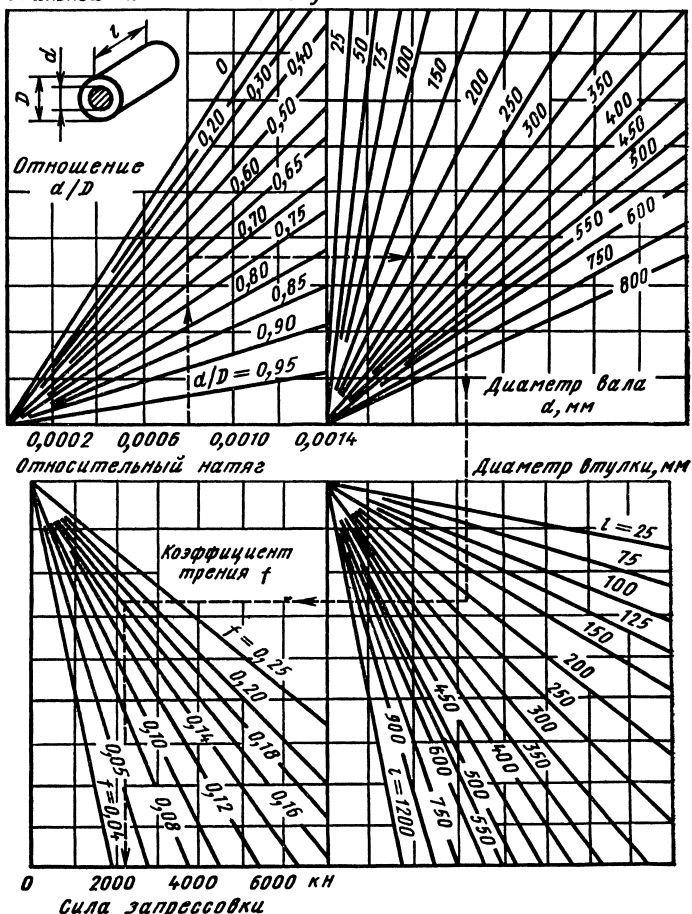


Рис. 8. Номограмма для определения сил запрессовки и распрессовки соединений

приспособления, действие которых основано на использовании при запрессовке ударных импульсов. Запрессованные при сборке детали снимают с помощью съемников, из которых многие могут быть использованы в качестве ручных приспособлений при запрессовке. Применяют

преимущественно винтовые, пневматические и гидравлические съемники.

Сборку с нагревом охватывающей детали осуществляют в тех случаях, когда в соединении предусмотрены натяги, величина которых примерно в 2 раза больше, чем при посадках с натягом. При сборке с нагревом микронеровности сопрягаемых поверхностей не сглаживаются, как при холодной запрессовке, а как бы сцепляются друг с другом. Трудоемкость запрессовки крупногабаритных деталей с нагревом или охлаждением сокращается в 2—4 раза. Температура нагрева охватывающей детали не должна превышать 350—370 °С. Большой нагрев деталей не рекомендуется из-за структурных изменений материала. В зависимости от конструкции и назначения охватываемой детали ее нагревают в газовых или электрических печах, в воздушной или жидкостной среде. Крупногабаритные охватывающие детали нагревают переносными электро-спиралями, устанавливаемыми в отверстие с зазором 20—40 мм. Венцы зубчатых колес, муфт, шкивов и других деталей кольцевой формы можно нагревать с помощью токов высокой частоты.

Способ сборки соединений с гарантированным натягом с охлаждением охватываемой детали имеет ряд преимуществ перед горячей посадкой. Охлаждение до -75°C осуществляют с помощью твердой углекислоты (сухого льда). Сухой лед расходуется в количестве 18—20% от массы охлаждаемых деталей. Для получения температуры охлаждения деталей ниже -100°C применяют жидкий

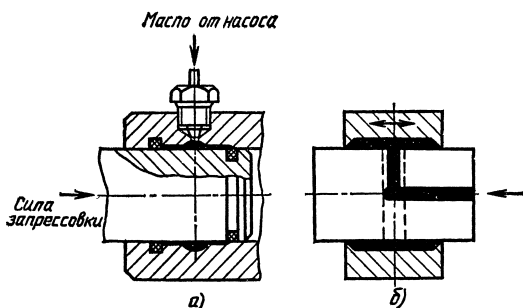


Рис. 9. Схемы гидропрессовой сборки при подводе масла через отверстие во втулке (а), в валу (б)

воздух, кислород или азот. Выбор способов охлаждения охватываемой детали определяется натягом. К охлаждению приступают после того, как сопрягаемые поверхности тщательно протерты и обезжирены.

Все большее применение находит гидропрессовый способ сборки соединений с гарантированным натягом под действием высокого (до 200 МПа) давления масла (рис. 9). Сущность способа заключается в том, что под действием высокого давления масла происходит упругое увеличение диаметра охватывающей детали и уменьшение диаметра охватываемой.

Для запрессовки и распрессовки соединений гидропрессовым методом применяют ручные или механизированные насосы высокого давления.

3. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения применяют для соединения валов со ступицами различных деталей вращения (зубчатых колес, шкивов, эксцентриков, маховиков и т. п.); их используют для передачи крутящего момента от вала к ступице или наоборот. Широко распространенные ненапряженные соединения осуществляют призматическими и сегментными шпонками, а напряженные — клиновыми и тангенциальными шпонками (рис. 10). Шестигранные и комбинированные шпонки применяют для соединения тел вращения по торцовым поверхностям. У призматических шпонок рабочими являются боковые, более узкие грани. Между верхней широкой гранью шпонки и дном паза ступицы предусмотрен зазор. Использование призматических шпонок дает возможность точно центрировать сопрягаемые элементы и получать как неподвижные, так и скользящие соединения. Простые призматические шпонки бывают трех исполнений: с закругленными торцами, с одним закругленным и одним плоским торцами и с плоскими торцами. Шпонка обрабатывается с припуском 0,1—0,15 мм с учетом последующей подгонки на краску по шпоночным канавкам вала и сопрягаемой детали. Простые шпонки устанавливают в паз вала без крепления; направляющие шпонки дополнительно крепят к валу винтами для устранения перекоса при перемещении (рис. 10, в). Призматические шпонки, скользящие

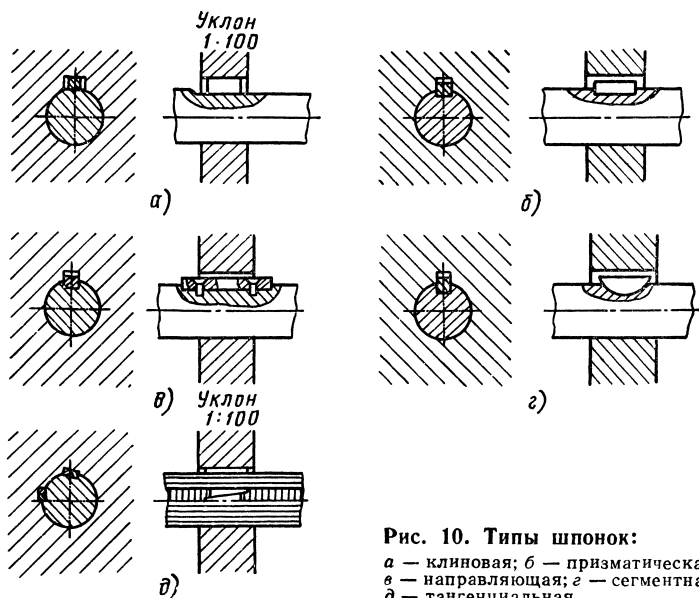


Рис. 10. Типы шпонок:

а — клиновья; б — призматическая;
 в — направляющая; г — сегментная;
 д — тангенциальная

вместе со ступицами вдоль вала, применяют при больших осевых перемещениях. Их выполняют с цилиндрическими выступами-головками, которые входят в соответствующие отверстия в ступицах.

Различают свободные, нормальные и плотные шпоночные соединения с призматическими шпонками. На размер по ширине призматической шпонки устанавливают поле допуска $h9$. Поля допусков на ширину пазов валов установлены в зависимости от типа соединения: для свободных $H9$; для нормальных $N9$; для плотных $P9$; соответственно ширина паза во втулке $D10$, J_s9 и $P9$.

Свободное соединение имеет посадку с зазором, а нормальное и плотное — переходные посадки. Призматические шпонки по сравнению с клиновыми обеспечивают более высокую точность центрирования, а по сравнению с сегментными в меньшей степени ослабляют вал.

Сегментные шпонки (рис. 10, г) обладают некоторыми технологическими преимуществами по сравнению с призматическими. Положение сегментных шпонок на валу более устойчиво вследствие большей глубины врезания.

При необходимости по длине ступицы устанавливают две сегментные шпонки. Для сегментных шпонок и пазов под них установлены следующие поля допусков: $h9$ для ширины шпонки; $N9$ для ширины паза вала в нормальном соединении и $P9$ в плотном соединении; J_s9 для ширины паза втулки в нормальном соединении и $P9$ в плотном соединении. Если детали термообработаны, применяют поля допусков $H11$ для ширины паза вала и $D10$ для ширины паза втулки. Для упрощения и облегчения сборки соединений с сегментными шпонками, как и с призматическими, между шпонкой и дном паза ступицы вала предусмотрен зазор.

Клиновые и тангенциальные шпонки используют в тех случаях, когда требования к соосности соединяемых деталей не имеют существенного значения (шкивы, маховики и т. п.). Клиновые шпонки (рис. 10, а) изготавливают: с головками, с закругленными и прямыми торцами, с одним закругленным и одним прямым торцами. Верхняя поверхность клиновой шпонки имеет уклон $1 : 100$. Натяг между валом и ступицей создают забиванием шпонки или затяжкой ступицы гайкой на шпонку, установленную на валу в шпоночном пазе. Клиновая шпонка должна плотно прилегать к дну шпоночного паза вала и ступицы, а по боковым поверхностям иметь зазор. Клиновые шпонки создают напряженное соединение, способное передавать не только крутящий момент, но и осевую силу. Установка клиновой шпонки вызывает радиальное смещение оси ступицы. Уменьшения биения ступицы достигают сокращением посадочного зазора и обеспечением равенства уклонов шпонки и дна паза ступицы.

В соединениях тангенциальными (рис. 10, б) клиновыми шпонками натяг между валом и ступицей создается не в радиальном, а в касательном направлении. Шпонки в таких соединениях работают на сжатие. Каждую шпонку составляют из двух односкосных клиньев, обращенных вершинами в разные стороны, с параллельными наружными рабочими гранями. Соединения тангенциальными шпонками применяют в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках для валов диаметром 60—1000 мм. Поле допуска толщины шпонок принимают до $h11$, а угла наклона $\pm \frac{AT10}{2}$. Тангенциальные клиновые

шпонки устанавливают попарно при ударах молотка с медным или свинцовым наконечником или с использованием специального приспособления.

В шпоночных соединениях контролируют: отклонения формы и размеров шпонки и пазов вала и ступицы по всей длине; отсутствие заусенцев и забоин на рабочих поверхностях шпонки и осей пазов; отклонения от параллельности осей вала или отверстия ступицы; отклонения от симметричности боковых поверхностей пазов вала и ступицы относительно диаметральной плоскости; качество пригонки рабочих поверхностей шпонки и пазов; наличие зазоров по высоте для призматических и сегментных шпонок и по ширине для клиновых шпонок.

Порядок сборки соединений с обыкновенной призматической шпонкой: подготовка нужной шпонки (из чистотянутого прутка); пригонка шпонки по пазу вала (припиливание или шабрение по краске); запрессовка шпонки в вал прессом, струбцинами или с ударами медного молотка; проверка щупом отсутствия зазора между боковыми сторонами шпонки с минимальным зазором для неподвижных соединений и с гарантированным зазором для подвижных.

При сборке соединений с клиновой шпонкой готовят нужную шпонку; шпонку и пазы вала и ступицы смазывают машинным маслом; ступицу надевают на вал, пазы их совмещают; шпонку вводят в паз и ударом по широкой торцовой части или головке заклинивают; при этом головка шпонки не должна доходить до ступицы, что гарантирует наличие натяга в соединении; при наличии зазора (проверяется щупом с обеих сторон ступицы), который образуется при несовпадении уклонов шпонки и ступицы, соединение разбирают и соприкасающиеся поверхности пригоняют.

Шлицевыми называют соединения цилиндрических деталей, образованные выступами — зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы в ступице. Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных для постоянного соединения ступицы с валом, подвижных без нагрузки, например, для переключения зубчатых колес и подвижных под нагрузкой. По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные, эвольвентные и трегольные.

Шлицевые соединения имеют по сравнению со шпоночными следующие преимущества: большую несущую способность; детали лучше центрируются на валах и имеют лучшее направление при осевом перемещении.

Соединения с прямобочными зубьями составляют 80—90% от всех шлицевых соединений; их выполняют с центрированием по боковым граням зубьев, по наружному или внутреннему диаметру вала.

Эвольвентные шлицевые соединения с углом профиля 30° по сравнению с прямобочными имеют повышенную точность благодаря большому числу зубьев, их утолщению и закреплению у основания, достаточно технологичны при изготовлении. Эвольвентные шлицевые соединения применяют для валов диаметром 12—400 мм.

Области применения шлицевых соединений определяются их типами и способами центрирования (табл. 7).

Сборку соединений начинают с осмотра шлицев собираемых деталей. На их поверхностях не должно быть забоин, заусенцев или задиров. Для предупреждения возможного заедания шлицев необходимо, чтобы были выполнены все наружные фаски на торцах деталей и закругления шлицев. Сопрягаемые поверхности должны быть смазаны. В соединениях, работающих в тяжелом режиме, прилегание шлицев проверяют по краске.

В зависимости от применяемой посадки центрирующих поверхностей шлицев соединения делятся на три группы: тугоразъемные, легкоразъемные и подвижные. В тугоразъемных соединениях охватывающую деталь напрессовывают специальным приспособлением. Собирать такие соединения с помощью молотка или кувалды не рекомендуется. Неравномерные удары вызывают перекося охватывающей детали на шлицах и даже задиры. При сборке тугих шлицевых соединений диаметром св. 50 мм целесообразно охватывающую деталь перед запрессовкой нагреть до 80—120 °С. Зазоры в легкоразъемном шлицевом соединении являются причиной перекося сопрягающих деталей, особенно при нагрузке, действующей несимметрично относительно средней плоскости охватывающей детали. Дополнительные осевые силы, вызванные колебательными движениями деталей шлицевого соединения, обуславливают усиленный износ последних. После установки и закрепления охватывающей детали на шлицах

7. Области применения шлицевых соединений

Форма профиля	Способ центрирования	Примерное назначение
Прямобочная 	По наружному диаметру	Для простых способов центрирования. Отверстия втулки без термообработки или с термическим улучшением
	По внутреннему диаметру	Для точного центрирования. Втулка и вал термообработаны
	По боковым граням	Для тяжело нагруженных соединений с равномерным распределением нагрузки при термически улучшенной поверхности втулки
Эвольвентная 	По боковым граням	Для тяжело нагруженных соединений без повышенных требований к центрированию, обеспечивает равномерное распределение нагрузки. Втулка и вал без термообработки
	По наружному диаметру	То же с более высокими требованиями центрирования
Треугольная 	По боковым граням	Для слабо нагруженных соединений с тонкостенными втулками

соединение проверяют на биение. Допускаемое радиальное и торцовое биение зависит от назначения соединения и указывается в сборочном чертеже или технических требованиях на сборку.

В легкоразъемных и подвижных шлицевых соединениях охватывающие детали устанавливают под действием небольших сил. Осевое перемещение охватывающей детали в правильно собранной сборочной единице осуществляется легко, без заеданий, а тангенциальное — под действием крутящего момента, создаваемого вручную, допускается в узких пределах. В подвижных соединениях отверстия охватывающей детали и шлицевого вала должны быть соосны. При полной соосности все шлицы вала имеют контакт со шлицами отверстия; если такого контакта не будет, то ухудшатся условия работы соединения.

4. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Основное назначение муфт — передача вращения и момента без изменения его величины и направления с одного вала на другой и с вала на свободно сидящую на нем деталь и обратно.

Неподвижные глухие муфты предназначены для жесткого соединения строго соосных валов. При эксплуатации этих муфт допускаемое смещение осей валов 0,02—0,05 мм. Эти муфты применяют преимущественно в приводах, в которых требуется жесткое и надежное соединение отдельных валов, в передачах с переменной скоростью или работающих в режиме частого пуска.

Втулочные муфты (ГОСТ 24246—80) служат для соединения соосных валов при передаче крутящего момента до 12 500 Н·м (рис. 11). Эти муфты соединяются с валами с помощью призматических или сегментных шпонок, цилиндрических и конических штифтов или шлицевых соединений. Последовательность сборки: проверяют и при необходимости подгоняют шпонки на валах; насаживают муфту на один вал; несколько сдвинув муфту, проверяют соосность валов с помощью приспособления с индикаторами; надвигают муфту на другой конец соединяемого вала; сверлят отверстия под штифты; разворачивают их и забивают штифты. Валы, соединяемые шлицевыми втулочными муфтами, собирают в аналогичной

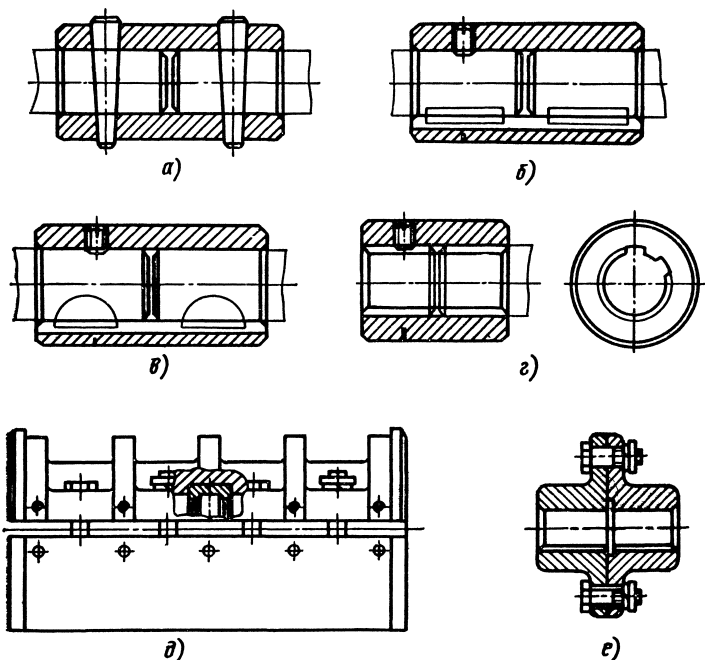


Рис. 11. Втулочные муфты:

a — со штифтами; *б* — с призматическими шпонками; *в* — с сегментными шпонками; *г* — со шлицами; *д* — продольно-свертные; *е* — поперечно-свертные

последовательности, строго контролируя отклонение от соосности. При напряженной посадке по центрирующему диаметру шлицев муфту перед сборкой нагревают в горячем масле; от осевого смещения муфту закрепляют стопором.

Продольно-свертные муфты, приведенные на рис. 11, *д* (ГОСТ 23106—78), применяют для соединения цилиндрических валов диаметром 125—130 мм при передаче крутящего момента до 12 500 Н·м. Сборка валов с помощью продольно-свертных муфт проводится без зазора между валами. Перед установкой муфты необходимо тщательно проверить отклонение валов от соосности, затем подогнать боковины муфты, предварительно их стянув двумя болтами; вставить пружинные кольца и шпонки. При сборке необходимо исключить зависания боковин на шпонках

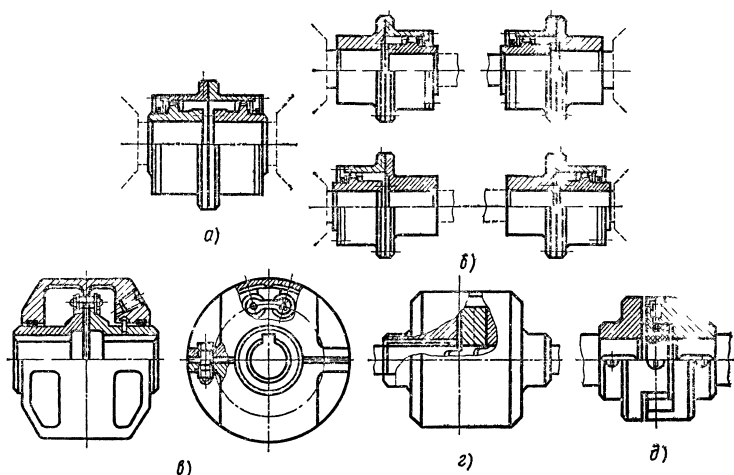


Рис. 12. Компенсирующие муфты:

а — зубчатая с обоймой МЗ; *б* — зубчатая с промежуточным валом МЗП; *в* — цепная однорядная; *г* — крестовая кулачково-дисковая; *д* — крестовая со скользящим вкладышем

и кольцах. После этого устанавливают оставшиеся болты, затягивают и зашплинтовывают гайки.

Фланцевые поперечно-свертные муфты (рис. 11, *е*; ГОСТ 20761—80) применяют для соединения соосных цилиндрических валов диаметром 11—250 мм при передаваемом крутящем моменте 16—40 000 Н·м. Фланцевые муфты собирают в такой последовательности: проверяют торцовые поверхности полумуфт; подготавливают отверстия в полумуфтах для установки призонных болтов (в необходимых случаях осуществляют развертку отверстий); устанавливают и при необходимости подгоняют шпонки и полумуфты, совмещая риски, намеченные при предварительной сборке; устанавливают маркированные призонные болты в диаметрально противоположных отверстиях; затягивают гайки в необходимой последовательности и проверяют щупом равномерность затяжки, щуп толщиной 0,02 мм не должен проходить в месте сопряжения полумуфт.

К подвижным относят три типа муфт: жесткие компенсирующие, упругие и шарнирные. Основными видами

компенсирующих муфт являются зубчатые и цепные. Стандартизованы два типа зубчатых муфт (рис. 12, а, б): тип МЗ — муфты для непосредственного соединения валов, состоящие из двух втулок с наружными зубьями, находящимися в зацеплении с двумя обоймами с внутренними зубьями; тип МЗП — муфты для соединения валов с применением промежуточного вала, представляющие комплект из двух муфт, каждая из которых состоит из зубчатой втулки с наружными зубьями, находящимися в зацеплении с внутренними зубьями обоймы, и фланцевой полумуфты. При сборке зубчатых муфт необходимо: проверить состояние зубьев на втулках и обоймах, проверить посадку зубчатых втулок на соединяемые или промежуточные валы, очистить маслоподводящие каналы для подачи смазки к зубчатым зацеплениям муфты; проверить торцевой зазор между зубчатыми втулками, совместить метки на зубчатых втулках и обойме; собрать муфту и проверить соответствие осевого перемещения обоймы относительно зубчатых втулок. Посадка зубчатых втулок на валы определяется условиями и характером работы муфты. Компенсирующая способность зубчатых муфт определяется углом перекоса оси каждой втулки относительно обоймы $\alpha_{\max}$ и расстоянием между осями зубчатых венцов. В табл. 8 приведены допускаемые радиальные и угловые смещения осей валов при монтаже машин.

Цепные муфты состоят из двух звездочек и охватывающей их общей цепи и кожуха. Цепные муфты с однорядной роликовой цепью (ГОСТ 20742—81) применяют для соединения соосных валов диаметром 20—140 мм при передаче крутящего момента 63—8000 Н·м (рис. 12, в). Допускаемое смещение осей валов: радиальное 0,15—0,7 мм; угловое — до 1°. Сборку цепных муфт выполняют в такой же последовательности как и зубчатых муфт. Недостатком цепных муфт является наличие угловых зазоров и мертвого хода, вследствие чего они не могут применяться в реверсивных передачах, а также при больших динамических нагрузках.

Крестовые муфты допускают осевое, радиальное и угловые смещения соединительных валов. Из крестовых муфт наиболее распространена кулачково-дисковая (рис. 12, г). Кулачково-дисковые муфты (ГОСТ 20720—81) применяют для соединения валов диаметром 16—150 мм

8. Допускаемые смещения осей валов

Диаметр вала муфты d	Смещение		Диаметр вала муфты d	Смещение			
	радиальное	угловое		радиальное	угловое		
мм		рад	мм		рад		
40	0,4	0,0004	0° 1,4'	220	2,1	0,0021	0° 7,4'
50	0,6	0,0006	0° 2'	250	2,6	0,0026	0° 9'
60	0,8	0,0008	0° 2,8'	280	2,7	0,0027	0° 9,4'
75	1,0	0,0010	0° 3,5'	320	2,9	0,0029	0° 10'
90	1,2	0,0012	0° 4,2'	360	3,4	0,0034	0° 12'
105	1,3	0,0013	0° 4,6'	400	3,7	0,0037	0° 12,7'
120	1,5	0,0015	0° 5,2'	450	4,1	0,0041	0° 14'
140	1,6	0,0016	0° 5,6'	500	4,6	0,0046	0° 16'
160	1,7	0,0017	0° 6'	560	4,7	0,0047	0° 16,2'
180	1,9	0,0019	0° 6,7'				

при передаче крутящего момента 16—16 000 Н.м. При этом допускается угловое смещение осей валов до 30', а радиальное 0,6—3,6 мм в зависимости от диаметра валов. Сборку этих муфт выполняют по традиционной технологии, т. е. сначала подгоняют шпонки и устанавливают полумуфты, контролируют отклонение от соосности, затем окончательно собирают полумуфты и промежуточный диск. Рабочая поверхность пазов полумуфт и диска термообработана токами высокой частоты на глубину 2—3 мм с твердостью 46—50 HRC₃. Достоинством кулачково-дисковых муфт является способность компенсировать радиальные смещения осей валов до 0,4d. Недостатками этих муфт являются неудовлетворительная работа даже при малых перекосах, значительный износ рабочих поверхностей, потери на трение, необходимость смазки.

Крестовые муфты со скользящим вкладышем (рис. 12,д) предназначены для соединения валов диаметром 15—150 мм. Они допускают радиальное смещение 0,4—2 мм и перекося до 40'.

Самоустанавливающиеся угловые муфты используют для соединения валов с взаимным наклоном до 45°. Простейшая шарнирная муфта — одинарная, состоит из двух полумуфт-вилки, посаженных на конусы валов, расположенных под прямым углом, относительно друг друга и крестовины, шарнирно соединенной с вилками. Для

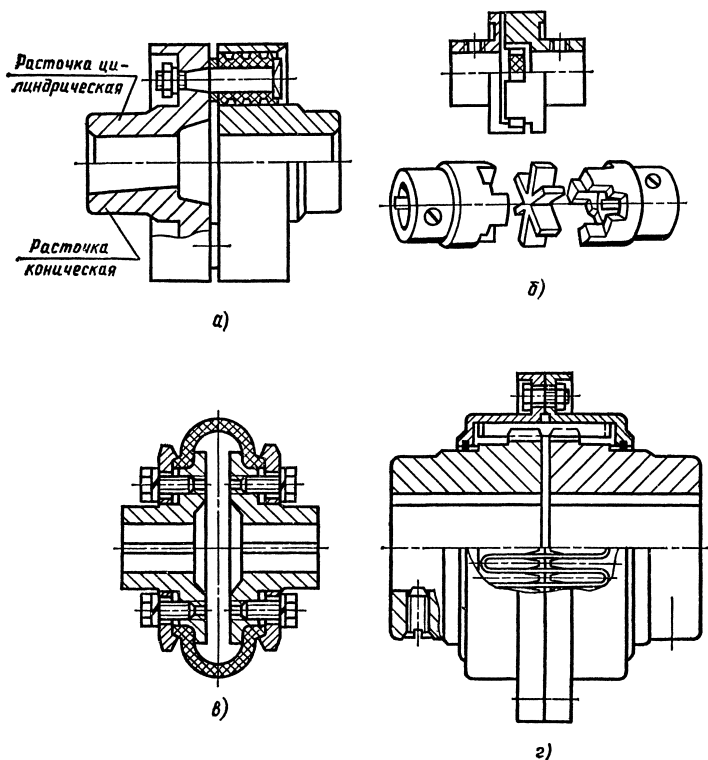


Рис. 13. Упругие муфты

а — втулочно-пальцевая; *б* — со звездочкой; *в* — с торообразной оболочкой; *г* — со змеевидной пружиной

обеспечения вращения ведомого вала с постоянной угловой скоростью или передачи вращательного движения между параллельными, но смещенными валами, а также при увеличении угла наклона между соединяемыми валами применяют сдвоенную шарнирную муфту.

Упругие муфты постоянной и переменной жесткости служат для уменьшения динамических нагрузок, предохраняют соединяемые валы от резонансных колебаний и позволяют компенсировать точность взаимного расположения валов.

Втулочно-пальцевые муфты МУВП (ГОСТ 21424—75) обеспечивают соединение валов диаметром 9—160 мм с крутящим моментом 6,3—16 000 Н·м (рис. 13, а). На концах валов на шпонках устанавливают полумуфты и предварительно проверяют радиальное и торцовое биение. Одну полумуфту сдвигают, а на другой устанавливают и подгоняют шпильки перпендикулярно торцу. Шпильки демонтируют, надевают на них упругие кольца и снова устанавливают на место, надвигают полумуфту и затягивают гайки. При сборке втулочно-пальцевых муфт необходимо контролировать прилегание пальцев с упругими кольцами к поверхностям отверстий. Для этого одну половину муфты смещают относительно другой в направлении вращения и определяют число пальцев, участвующих в работе, щупом проверяют их прилегание к поверхностям отверстий. Зазор между соприкасающимися поверхностями у отдельных пальцев не должен превышать 0,3—0,6 мм.

Упругая муфта со звездочкой (рис. 13, б, ГОСТ 14084—76) состоит из двух полумуфт с торцовыми кулачками трапецеидального сечения, допускает смещение осей валов: радиальное 0,1—0,4 мм, угловое $1^{\circ} 30'$ — 1° . На валы устанавливают шпонки и полумуфты; при необходимости подгоняют; предварительно контролируют отклонение от соосности, сдвигают одну из полумуфт, устанавливают резиновую звездочку и сдвигают вторую полумуфту, контролируют качество сборки и отклонение от соосности.

Упругая муфта с торообразной оболочкой. (рис. 13, в, ГОСТ 20884—82) состоит из двух полумуфт, упругой оболочки в форме автомобильной шины и двух колец, которые с помощью винтов закрепляют оболочку на полумуфтах. Эти муфты с оболочкой выпуклого профиля допускают смещение валов: осевое 1—11 мм; радиальное 1,0—5,0 мм и угловое 1° — $1^{\circ} 30'$, а с оболочкой вогнутого профиля допускают смещение валов: осевое 1,6—9 мм; радиальное 0,5—6,0 мм и угловое 2° — 6° .

Муфта со змеевидной пружиной (рис. 13, г) состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, между которыми помещается изогнутая пружина, разделенная на несколько частей. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом, состоящим из двух половин, соеди-

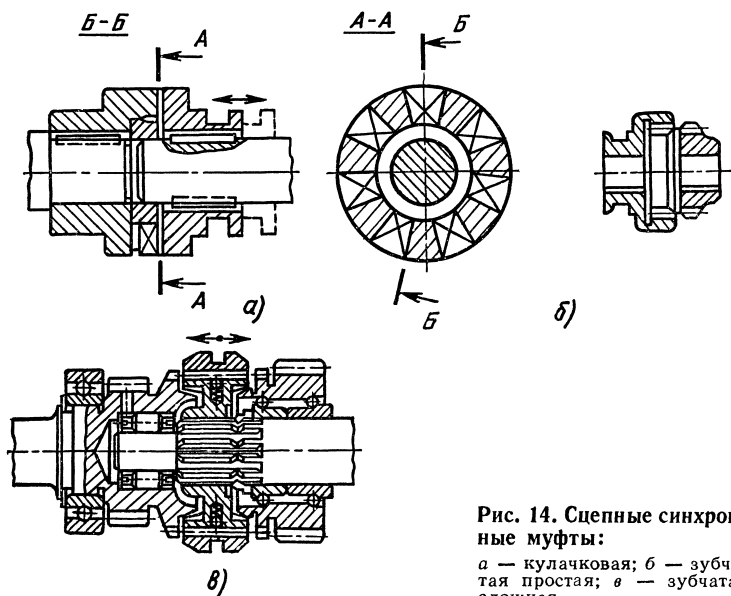


Рис. 14. Сцепные синхронные муфты:

а — кулачковая; б — зубчатая простая; в — зубчатая сложная

няемых между собой болтами. Кожух служит резервуаром для смазки и защищает муфту от пыли.

Сцепные муфты применяют для соединения или разъединения валов на ходу или во время остановки (рис. 14). Муфты этого типа используются там, где требуются частые пуски и остановки, например, на прокатных станах, прессах, станках и т. п. К сцепным синхронным муфтам относятся кулачковые и зубчатые. Кулачковые муфты (рис. 14, а) допускают включение лишь в неподвижном состоянии при определенных угловых положениях одного вала относительно другого.

Простая зубчатая муфта (рис. 14, б) состоит из двух полумуфт, представляющих собой зубчатые колеса с зубьями эвольвентного зацепления и одинаковым числом зубьев; одна из полумуфт — с наружными зубьями, другая — с внутренними. Одна из полумуфт соединена с валом неподвижно, а другая полумуфта (левая) с помощью отводки может перемещаться вдоль вала, в результате чего полумуфты и соответствующие валы сцепляются и расцепляются. При частом включении и выключении

чении зубчатых и кулачковых муфт для устранения или уменьшения ударов и шума, возникающих при включении этих муфт, применяют синхронизаторы. Синхронизаторы представляют собой вспомогательные фрикционные муфты, которые включаются раньше основных зубчатых или кулачковых муфт и, выравнивая угловые скорости вращающихся валов, устраняют или уменьшают удары и шум при включении.

Из управляемых механических муфт наиболее распространены *фрикционные дисковые*. Фрикционные муфты передают крутящий момент от ведущего вала к ведомому с помощью сил трения. Их включение проводится прижатием друг к другу указанных поверхностей, а выключение — их разъединением. Регулируя силу прижатия трущихся поверхностей, можно изменять силу трения и осуществлять плавное сцепление при любой разности угловых скоростей ведущего и ведомого валов. Плавное включение муфт позволяет избежать больших динамических нагрузок и шума при пуске. Фрикционные муфты дают возможность регулировать время разгона и наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой. Последнее свойство позволяет использовать муфту в качестве предохранительного звена.

В отдельных машинах и механизмах применяют и другие фрикционные муфты: электромагнитные дисковые; электромагнитные порошковые; с пневматическим управлением дисковые и цилиндрические шинно-пневматические; с гидравлическим управлением.

Различают следующие самодействующие механические муфты: предохранительные для защиты машины от перегрузок; обгонные для передачи момента только в одном направлении, допускающие свободное вращение в обратном направлении; центробежные для автоматического сцепления при достижении ведущим валом заданной частоты вращения.

Предохранительные муфты разделяются на муфты с разрушаемым и неразрушаемым элементами. К предохранительным муфтам с неразрушаемым элементом относятся: кулачковые (ГОСТ 15620—77), шариковые (ГОСТ 15621—77) и фрикционные (ГОСТ 15622—77). В этих муфтах полумуфта соединяется со своим валом неподвижно, а вторая полумуфта — с возможностью осе-

вого перемещения. Вторая полумуфта постоянно прижата к первой полумуфте посредством нескольких пружин. Сила прижатия полумуфт регулируется гайкой.

Обгонные муфты автоматически сцепляют и расцепляют валы в зависимости от соотношения угловых скоростей валов. Наиболее распространены фрикционные обгонные муфты с роликами, так как у них почти полностью отсутствует мертвый ход и работают они бесшумно. Такая муфта состоит из двух полумуфт — звездочки и обоймы, а также роликов, расположенных в сужающихся в одном направлении пазах между звездочкой и обоймой. При вращении ведущей полумуфты каждый ролик закатывается в сужающуюся часть паза и заклинивается между полумуфтами, в результате чего и происходит сцепление полумуфт и соединение валов. При обратном вращении ведущей полумуфты ролики выкатываются в более широкую часть пазов и полумуфты расцепляются.

5. ПОДШИПНИКИ

Подшипники скольжения. Неразъемные подшипники собирают установкой втулки в корпус. Процесс установки втулки включает подготовку, запрессовку и закрепление ее в корпусе от провертывания, подгонку и проверку отверстия втулки по шейке вала. Посадку втулки в корпус подшипника выполняют с гарантированным натягом по 2-му и 3-му квалитетам. Запрессовку выполняют молотками, на прессах и с помощью охлаждения. Охлаждение целесообразно при посадке тонкостенных втулок в массивные корпусные детали. Во избежание перекосов при запрессовке втулки должны быть точно центрированы относительно отверстий в корпусе, что достигается применением специальных приспособлений. Внутреннюю поверхность втулки после запрессовки подвергают тонкому растачиванию, развертыванию или калиброванию. На сопрягаемых поверхностях собираемых деталей должны быть предусмотрены фаски или небольшие пояски с зазором для направления. Перед запрессовкой втулки в отверстие корпуса она должна быть тщательно осмотрена, торцы зачищены, а поверхности сопряжения протерты и смазаны машинным маслом или другой смазкой. При

охлаждении втулки в жидком азоте или нагреве корпуса посадочные поверхности очищают от масла. Нагрев или охлаждение деталей должны быть равномерными. В процессе запрессовки совмещают маслоподводящие отверстия втулки и корпуса. После посадки втулки дополнительно крепят в корпусе с помощью винтов и штифтов, устанавливаемых по торцовым поверхностям или по поверхностям сопряжения. При закреплении стопором с резьбой во втулке сверлят сквозное отверстие. Если крепление выполняют штифтом, то по отверстию в буртике втулки сверлят отверстие в корпусе. Штифт вставляют в отверстие с натягом и с торца слегка раскернивают и зачищают напильником. Для закрепления втулки винтом сверлят отверстие под резьбу, затем буртик втулки расверливают и зенкуют под винт. Резьба под винт должна быть тугой. Втулку можно крепить гладким стопором, удерживаемым в корпусе вследствие обжатия металла. После сборки тщательно проверяют состояние рабочей поверхности и форму запрессованной втулки, не допуская царапин, трещин, отслаивания антифрикционного слоя и других погрешностей. При контроле проверяют диаметр и форму внутренних поверхностей, а также отклонение от соосности втулок.

Разъемные подшипники скольжения состоят из корпуса и крышки, внутри которых установлены вкладыши из бронзы, чугуна или биметалла. Толстостенные (св. 3 мм) вкладыши имеют борта для фиксации в осевом направлении, а для предохранения от поворота — штифт, винт, втулку. В тонкостенных вкладышах для этой цели выполняется выступ, входящий в выемку корпуса. Толстостенные вкладыши изготавливают из низкоуглеродистой стали, чугуна и бронзы и заливают баббитом или другим антифрикционным сплавом (табл. 9). Толщина слоя баббита $0; 0{,}1d + (0{,}5 \div 2)$ мм, где d — внутренний диаметр вкладыша.

Сборку вкладышей осуществляют с выполнением пригоночных работ. Сначала вкладыши пригоняют к гнездам корпусной детали, а затем их поверхности скольжения пришабривают по краске к шейкам сопряженного вала. При сборке необходимо обеспечить плотное прилегание вкладыша к поверхности корпуса и крышки без зазоров. Пришабриванием добиваются такого положения, чтобы

9. Техническая характеристика баббитов и их назначение

Мар- ка	Характери- стика нагрузки	Режим работы				Область применения
		Давление, МПа	Окружная скорость, м/с	pv , МПа·м/с	Температу- ра, °С	
Б88	Спокойная	20	50	100	75	При больших скоростях и высоких динамических нагрузках. Подшипники бы- строходных дизелей, паро- вых турбин
	Ударная	15	50	75	75	
Б83	Спокойная	15	50	75	70	При больших скоростях и средних нагрузках. Под- шипники турбин, молевые и рамные подшипники ди- зелей
	Ударная	10	50	50	70	
Б83С	Спокойная	15	50	75	70	При средних скоростях и средних нагрузках. Под- шипники дизелей, компрес- соров, паровых турбин и электродвигателей средней мощности
	Ударная	10	50	50	70	
БН	Спокойная	10	30	30	70	Подшипники электровозов, путевых машин, подшипни- ки электродвигателей, цен- тробежных насосов и др., работающих без изменений нагрузки
	Ударная	7,6	30	20	70	
Б16	Спокойная	10	30	30	70	Подшипники автотрактор- ных двигателей
БС6	Ударная	15	—	—	70	

пятна краски равномерно покрывали 75—80% площади поверхности вкладыша. На каждом квадратном сантиметре для нагруженных вкладышей должно быть не менее пяти пятен, а для ненагруженных — не менее четырех пятен. При сборке ответственных подшипников качество их пригонки проверяют по блеску на поверхностях вкладышей после затяжки подшипника и вращения вала на два-три оборота. Окончательно пригоняют вкладыши после установки крышек подшипников. Гайки подшипника затягивают динамометрическими ключами, вал проворачивают на два-три оборота; затем эти гайки ослабляют, затягивают гайки следующего подшипника

и вал снова проворачивают и т. д. Затем все подшипники раскрывают и окончательно пришабровывают верхние и нижние вкладыши. Радиальные зазоры определяют проворачиванием вала с калиброванными латунными пластинами между шейкой вала и верхним вкладышем. В подшипниках больших размеров при значительных зазорах применяют свинцовые проволоки, по деформации которых судят о зазоре. В отдельных конструкциях подшипников для регулирования зазора предусмотрены комплекты прокладок толщиной 0,05—0,8 мм. Осевые зазоры проверяют щупом или индикатором при предельных смещениях вала, которые обычно составляют 0,1—0,8 мм. Форму вкладышей проверяют по краске под стандартной нагрузкой. Средняя часть вкладышей должна быть окрашена на 90%, а остальные части на 75—80%. Перед сборкой тонкостенные вкладыши подбирают по гнездам на прилегание по краске. Такие вкладыши укладывают в гнезда с натягом. Плотность прилегания достигается упругим сжатием. После установки валов вкладыши прирабатывают, подавая в них смазку. Приработку начинают при малых нагрузках и малой частоте вращения, постепенно доводя их до нормальных значений. В процессе приработки уменьшаются и сглаживаются микронеровности, а также уплотняется поверхность вкладышей. В период приработки происходит повышенный износ и увеличивается площадь прилегания шейки к вкладышу; после приработки износ должен резко уменьшиться. В процессе приработки следят за температурой подшипников. Температура нагрева подшипников при этом не должна превышать 60 °С. Повышение температуры свидетельствует о некачественных сборке и шабрении, о неудовлетворительном поступлении смазки в зону трения или о возникновении задиров, пригаров на рабочих поверхностях. В этом случае приработку прекращают и устраняют дефекты.

Отклонение подшипников от соосности проверяют эталонным валом, проверочной линейкой и щупом, струной и микрометрическим нутромером, оптико-механическими и лазерными приборами. Диаметр эталонного вала принимают с учетом допустимых отклонений от соосности. Вал должен свободно проходить во втулки (гнезда вкладышей) подшипников и вращаться. Невозможность уста-

новки вала в отверстия подшипников свидетельствует о недопустимом перекосе или смещении осей. При контроле отклонений от соосности крупных подшипников применяют сборные оправки, состоящие из нескольких колец-калибров и индикаторов. При контроле с помощью поверочных линеек последние прикладывают к стенкам вкладышей, а зазор контролируют щупом. С помощью натянутой струны (стальная проволока диаметром 0,3—0,5 мм) предварительно проверяют подшипники скольжения. Струну крепят, выверяют с помощью микрометрического нутромера первый и последний подшипники, затем промежуточные; при этом учитывают погрешности провисания струны. Наиболее точным является метод выверки подшипников скольжения с помощью оптических приборов и центрирующих приспособлений.

Подшипники качения стандартные узлы с полной их взаимозаменяемостью. Особенности их сборки определяются централизованным изготовлением подшипников качения, требующим унификации и стандартизации их присоединительных размеров, и влиянием посадки подшипников на условия их монтажа и работы. При сборке подшипников качения особое внимание следует обращать на то, чтобы внутренние и наружные обоймы подшипников не были деформированы. Подготовка к сборке ведется следующим образом. Подшипники распаковывают, промывают в 6—8%-ном растворе минерального масла в бензине или в одном минеральном масле, нагретом до температуры свыше 100 °С, после чего проводят визуальный контроль, проверяют маркировку, легкость вращения, размеры. Подшипники с царапинами и коррозионными пятнами выбраковывают. При необходимости контролируют радиальное и осевое биение, радиальный и осевой зазор. Посадочные места на валу и в корпусе должны иметь установленную форму и параметр шероховатости; на них не должно быть заусениц, забоин, царапин, задиров. Перед сборкой посадочные места промывают керосином и просушивают, смазочные каналы, подводящие смазку к подшипнику, должны быть тщательно очищены и продуты сжатым воздухом.

Диаметры шеек валов контролируют с помощью скоб или микрометров, а диаметры отверстий корпусов — предельными пробками, микрометрическими или индикатор-

ными нутромерами Радиус закругления галтели на валу должен быть меньше, чем радиус фаски у подшипника; их проверяют с помощью радиусомера или шаблона. Упорный заплечик вала или отверстия в корпусе должен быть перпендикулярен посадочным поверхностям. Перпендикулярность заплечиков вала и корпуса к оси посадочного места проверяют угольником или индикатором. Посадка подшипника на вал и в отверстие корпуса зависит от типа машины, требований к точности вращения, нагрузки, типа, размера и условия монтажа. Необходимая посадка подшипника обеспечивается допуском на диаметры вала и отверстия корпуса. Промытые подшипники помещают в ванну с техническим вазелином при температуре 55—60 °С. После 15—20 мин прогрева подшипник напрессовывают на вал, а затем запрессовывают в корпус. При напрессовке на вал или запрессовке в корпус используют специальные оправки из мягкого металла, винтовые и гидравлические прессы. Удары молотком наносят по оправке. При установке наружных колец подшипников в крупные неразъемные корпуса подшипники охлаждают. Подшипники на валу крепятся как с помощью натяга, так и разрезного пружинного кольца или втулки, прижимной гайки. При этом сторона подшипника с заводским клеймом должна быть снаружи. Полноту прилегания к посадочным местам в разъемах корпуса проверяют с помощью калибра и краски. Допустимые зазоры между плоскими поверхностями не должны превышать 0,03—0,05 мм. Отсутствие перекоса и защемления тел качения проверяют свободным поворотом вала от руки.

Отдельные типы подшипников имеют свои особенности при монтаже. Радиальные роликоподшипники с одним съемным кольцом без бортов монтируют отдельно — съемное кольцо и кольцо в комплекте с роликами. При наличии одного бурта на съемном кольце, с целью фиксации вала в обоих направлениях, роликоподшипники ставят в распор, т. е. с буртами в разных направлениях. Игольчатый подшипник без колец (т. е. комплект игл) устанавливают на шейку вала, предварительно обильно покрытую пластичным смазочным материалом, а затем надевают корпус. При установке игольчатого подшипника без внутреннего кольца сначала в наружное кольцо набивают пластичный смазочный материал, устанавли-

вают иглы, вводят внутрь монтажную втулку диаметром на 0,1—0,2 мм меньше диаметра вала, затем в таком виде подводят к торцу вала и надвигают с втулки на вал. Упорные подшипники монтируют следующим образом: кольцо с меньшим внутренним диаметром устанавливают на вал, а с большим — в корпус; зазор между наружным диаметром кольца и корпусом в целях обеспечения самоустановки подшипника должен составлять 0,5—1 мм. Радиально-упорные подшипники со съёмным наружным кольцом устанавливают отдельно: в корпус — наружное кольцо, на вал — внутреннее кольцо с телами качения и сепаратором. Радиально-упорные подшипники с целью восприятия осевой нагрузки обоих направлений ставят парами навстречу друг другу. Предварительный натяг в подшипниках создается с целью устранения радиального и осевого биений узла для повышения точности и виброустойчивости.

Регулирование осевого зазора (осевой игры) для опор валов на радиально-упорных подшипниках осуществляют следующими способами: 1) изменением толщины прокладок между крышкой, прижимающей наружное кольцо подшипника, и корпусом или крышкой и наружным кольцом подшипника; толщину прокладки определяют измерением положения крышки, затягивая винты до получения необходимой игры в опорах; 2) перемещением наружного кольца подшипника установочным винтом, ввинченным в крышку, через промежуточную шайбу; сначала винт затягивают до отказа, а затем отворачивают на нужную долю оборота и стопорят контргайкой; 3) перемещением наружного кольца подшипника регулировочной гайкой, ввернутой в корпус; гайку затягивают до отказа, а затем несколько отворачивают для создания нужного зазора и стопорят; 4) перемещением внутреннего кольца подшипника с помощью гайки или винтов и шайбы; после достижения нужного зазора в подшипнике гайку или винты стопорят; 5) деформацией внутреннего кольца подшипника, имеющего конусное отверстие, в результате перемещения его гайкой по конусу вала. Регулирование осевого зазора упорных подшипников проводят смещением кольца, расположенного в корпусе, с помощью прокладок и другими способами. Приведенные величины осевого зазора в табл. 10—12 рекомендуются для под-

**10. Допускаемые пределы осевого зазора (в мкм),
для радиально-упорных шарикоподшипников**

Интервал внутренних диаметров, мм	Подшипник с углом контакта		
	12°		26 и 36°
	Ряд I	Ряд II	Ряд I
До 30	20—40	30—80	10—20
Св. 30 до 50	30—50	40—70	15—30
» 50 » 80	40—70	50—100	20—40
» 80 » 120	50—100	60—150	30—50
» 120 » 180	80—150	100—200	40—70
» 180 » 260	120—200	150—250	50—100

**11. Допускаемые пределы осевого зазора (в мкм)
для конических однорядных роликоподшипников**

Интервал внут- ренних диамет- ров, мм	Подшипник			Расстояние между под- шипниками при установ- ке по одному в опоре
	по ГОСТ 333—79 с углом контакта 10—18°		по ГОСТ 7260—81 с углом кон- такта 20—30°	
	Ряд I	Ряд II	Ряд I	
До 30	20—40	40—70	—	14 <i>d</i>
Св. 30 до 50	40—70	50—100	20—40	12 <i>d</i>
» 50 » 80	50—100	80—150	30—50	11 <i>d</i>
» 80 » 120	80—150	120—200	40—70	10 <i>d</i>
» 120 » 180	120—200	200—300	50—100	9 <i>d</i>
» 180 » 260	160—250	250—350	80—150	6,5 <i>d</i>
» 260 » 360	200—300	250—350	—	—
» 360 » 400	250—350	—	—	—

**12. Допускаемые пределы осевого зазора (в мкм) для двойных
и сдвоенных одинарных упорных шарикоподшипников**

Интервал внутренних диаметров, мм	Серия подшипников		
	8100	8200, 8300	8400
До 50	10—20	20—40	—
Св. 50 до 120	20—40	40—60	60—80
» 120 » 140	40—60	60—80	80—120

шипников класса точности 0; данные для ряда I относятся к схеме установки подшипников по два на опоре, а для ряда II — по одному.

6. ПЕРЕДАЧИ

В **ременных передачах** вращение ведущего шкива преобразуется во вращение ведомого благодаря трению, развиваемому между ремнем и шкивами. По форме поперечного сечения различают плоские, клиновые, поликлиновые и круглые приводные ремни. Наиболее распространены *плоскоременные* и *клиноременные передачи*. Плоскоременная передача проще, но зато клиноременная обладает повышенной тяговой способностью и имеет меньшие габариты. Благодаря эластичности ремней ременные передачи работают плавно и бесшумно. Они предохраняют механизмы от перегрузки вследствие возможного проскальзывания ремней. Оси валов передачи могут быть параллельные, перекрещивающиеся, пересекающиеся, а шкивы могут вращаться в одну или в разные стороны. Распространенная передача — открытая, осуществляющая передачу между параллельными валами, вращающимися в одну сторону. Трение между шкивом и ремнем создают путем упругого деформирования последнего, перемещением одного из шкивов, натяжного ролика, салазок или качающейся плиты. Натяжные ролики применяют в плоскоременных и клиноременных передачах при малом межосевом расстоянии и больших передаточных отношениях в целях увеличения угла обхвата ремнем меньшего шкива.

Шкивы ременных передач изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и пластмасс. Наружная часть шкива, на которой устанавливают ремень, называется ободом, а центральная часть, насаживаемая на вал, называется ступицей. Обод со ступицей соединяются диском или спицами. При расположении шкива на конце вала применяют цельные шкивы, а при расположении между подшипниками — разъемные. Чугунные шкивы самые распространенные.

Большое значение для работы быстроходной передачи имеет правильная балансировка шкивов, т. е. шкивы должны быть уравновешены таким образом, чтобы центры

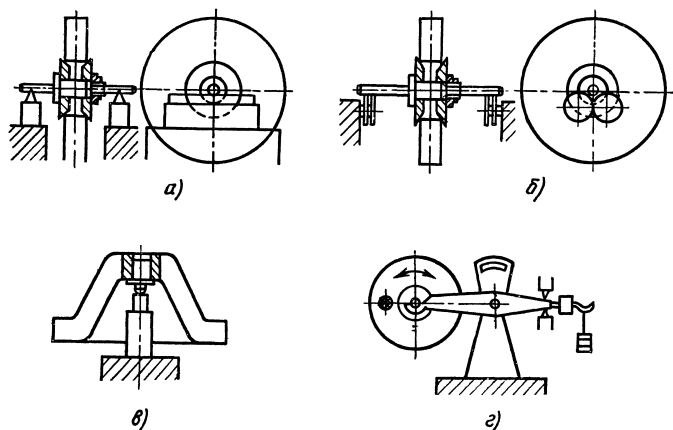


Рис. 15. Схемы статической балансировки:

а — на призмах; *б* — на дисковых роликах; *в* — на сферической пяте; *г* — на весах

их тяжести находились на оси вращения. Неуравновешенность шкивов приводит к появлению во время вращения центробежных сил, вызывающих повышенную вибрацию механизма и износ подшипников вала. Для устранения этих нежелательных явлений шкивы перед сборкой подвергают статической балансировке на горизонтально установленных призмах, дисковых роликах, сферической пяте, весах или специальных балансировочных станках (рис. 15). Способ балансировки на горизонтально установленных призмах наиболее простой. Шкив с технологической осью устанавливают на призмы. Если шкив не уравновешен, он начинает перекашиваться на призмах и, совершив несколько колебательных движений, останавливается. Центр тяжести шкива займет нижнее положение. Отметив это положение, с боковой поверхности шкива, ближе к ободу, сверлением, шлифованием или другим методом убирают часть материала и снова проверяют на призмах. Балансировку проводят до тех пор, пока шкив не начнет останавливаться в различных положениях. Точность балансировки в этом случае зависит от сопротивления качению концов оси шкива по призмам.

Балансировка на дисковых роликах не отличается от балансировки на призмах, но дает большую точность.

13. Дисбаланс шкивов

Окружная скорость шкива, м/с	Допускаемый дисбаланс, г·м	Окружная скорость шкива, м/с	Допускаемый дисбаланс, г·м
От 5 до 10	6	Св. 20 до 25	1,6
Св. 10 » 15	3	» 25 » 40	1,0
» 15 » 20	2	» 40	0,5

Дисбаланс шкивов в зависимости от быстроходности передачи приведен в табл. 13.

Неразъемные шкивы монтируют на валу посредством посадок с натягом. Если шкив устанавливают на выступающей из подшипника шейке вала, то она может быть конической или цилиндрической с призматической или клиновой шпонкой. На цилиндрическом валу с призматической шпонкой шкив упирают в буртик и фиксируют гайкой. Установку шкива клиновой шпонкой применяют в тихоходных и неответственных передачах, когда не требуется точной посадки. Для соединения шкива с валом применяют шлицевые соединения, которые обеспечивают лучшее центрирование шкива, чем при сборке с помощью шпонок. Разъемные шкивы устанавливают на вал, скрепляют две половины шпильками и проверяют биение с помощью индикаторной стойки. Допустимое биение зависит от назначения передачи и диаметра шкива (табл. 14).

Для нормальной работы ременной передачи необходимо, чтобы оси ведущего и ведомого шкивов были параллельны. Проверку отклонений от параллельности осуще-

14. Допустимое биение (в мм) обода шкивов

Наружный диаметр шкива	Для плоских ремней		Для клиновых ремней	
	Торцовое	Радиальное	Торцовое	Радиальное
До 150	0,08	0,03	0,10	0,05
150—300	0,12	0,05	0,15	0,08
300—600	0,20	0,08	0,25	0,12
Св. 600	0,35	0,15	0,40	0,25

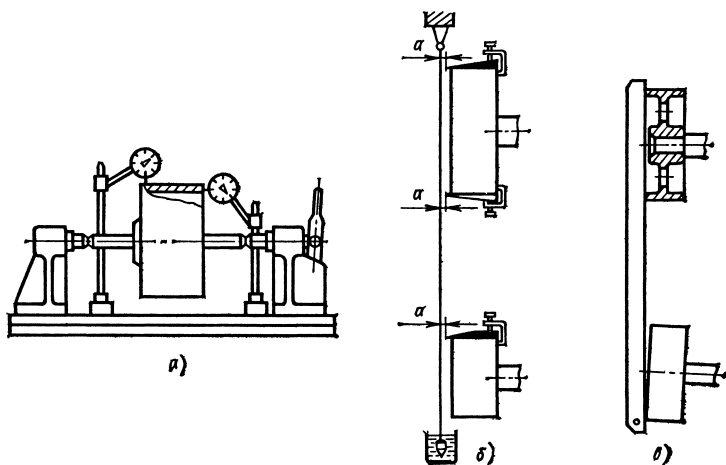


Рис. 16. Схемы проверки собранных шкивов и валов;

а — индикатором часового типа; *б* — отвесом со стрелой; *в* — линейкой

ствляют с помощью отвеса и стрелок либо с помощью линейки (рис. 16). После проверки шкивов на биение на них надевают ремень: сначала на ведущий вал, затем — на ведомый; шкивы вращают вручную.

В плоскоременных передачах применяют следующие типы ремней:

тканевые прорезиненные шириной 20—1200 мм и толщиной 3—13,5 мм, которые выпускают конечной длины и поставляют в рулонах, из которых отрезают ремень необходимой длины (с запасом на сшивку);

синтетические (капроновые) бесконечные из ткани нескольких типов, пропитанные полиамидным раствором, шириной 10—100 мм, длиной 250—3350 мм и толщиной 0,5—1,0 мм; допустимая скорость до 75 м/с, передаваемые нагрузки — малые и средние;

хлопчатобумажные цельнотканые, пропитанные специальным составом, четырех- и шестислойные толщиной соответственно 4,5; 6,5 и шириной 30—100, 50—150 мм для шкивов минимальным диаметром 140 и 200 мм;

хлопчатобумажные бесконечные длиной до 2000 мм для высокоскоростных передач двух типов: прошивные прорезиненные многослойные шириной 20—135 мм и тка-

невые полульняные двухслойные толщиной 1,75 мм, шириной 15—55 мм.

Концы ремней конечной длины соединяют:

1) склеиванием; концы прорезиненного ремня расслаивают и срезают ступеньками длиной около 0,6 ширины ремня каждая и склеивают резиновым клеем с последующим прикатыванием роликом и вулканизацией; концы кожаного ремня срезают под острым углом по ходу ремня на длине от 100 мм (при малой ширине) до 175 мм (при ширине свыше 150 мм); наносят клей для кожи, который должен оставаться эластичным после высыхания; соединяемые концы прикатывают роликом, зажимают между двух пластин и просушивают;

2) сшивкой сыромятными ремешками или жильной струной внахлестку, с накладкой (при $v \leq 10$ м/с) или встык (при $v \leq 20$ м/с); отверстия в ремне пробивают пробойником, а в тканых ремнях прокалывают шилом в шахматном порядке в два ряда или более; концы ремня в месте стыка для предохранения от растрескивания прошивают тонкой жилой;

3) соединением металлическими соединителями: жесткими (при $v = 10 \div 15$ м/с и значительных диаметрах шкивов) с помощью скрепок, скобок, заклепок, накладок с винтами и др. или шарнирными (при $v = 15 \div 25$ м/с) с помощью проволочных крючков, металлических или жильных стержней и спиралей.

Клиноременные передачи применяют при скорости $v = 5 \div 30$ м/с. Клиновые ремни изготавливают бесконечными прорезиненными, трапецидальной формы с несущим слоем в виде нескольких слоев кордткани или шнура. Ремни изготавливают трех типов: нормальных, узких и широких, применяемых в бесступенчатых передачах (вариаторах). Шкивы имеют в ободке канавки под ремень.

Существуют также круглоремненные, зубчато-ременные передачи.

Важным фактором, влияющим на тяговую способность ремня, является его натяжение. Слабо натянутый ремень проскальзывает, появляется биение ветвей, ремень нагревается и быстро изнашивается. Однако и чрезмерное натяжение вредно, так как ремень быстро вытягивается, теряет эластичность, создается лишняя нагрузка на подшипники, изнашиваются шейки вала и шкивы. Натяже-

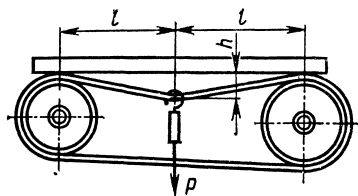


Рис. 17. Схема проверки натяжения ремня динамометром

ние ремня проверяют линейкой по прогибу h ветви (рис. 17) под действием силы P , который определяется по зависимости $h =$

$= Pl/(36ab)$, где a и b — соответственно толщина и ширина ремня.

Сборка ременных передач выполняется в такой последовательности. Шкив напрессовывают на вал, при необходимости осуществляют подгонку шпоночного или шлицевого соединения. От осевого смещения шкив крепят на валу с помощью установочных винтов. Проверяют параллельность валов, совмещение середин шкивов, радиальное и торцовое биение шкивов. На шкивы надевают ремень и контролируют специальным динамометром по стреле прогиба. В первые 10—15 дней работы регулируют натяжение ремня. Ремни и шкивы должны содержаться в чистоте, пятна масла удаляют тампоном, смоченным в бензине.

Цепная передача состоит из двух зубчатых колес, называемых звездочками, на которые надета бесконечная цепь. Вращение ведущей звездочки преобразуется во вращение ведомой благодаря сцеплению цепи с зубьями звездочек. *Цепь*, в отличие от ремня, не проскальзывает и ее можно применять при малом расстоянии между валами, а также в передачах со значительным передаточным числом. Расположение передачи может быть горизонтальным, наклонным и вертикальным. Регулирование, по аналогии с ременными передачами, осуществляют перемещением опор валов звездочек, оттяжных и натяжных звездочек и роликов, упругих зубчатых венцов, устанавливаемых между ведущей и ведомой ветвями передачи. В цепной передаче не требуется такого натяжения цепи, как в ременной, так как передача сил осуществляется зубьями звездочек цепи, которые работают со скоростями до 35 м/с и с передаточным отношением до 15. Коэффициент полезного действия цепных передач $\eta = 0,95 \div 0,98$.

Применяемые цепи по характеру выполняемой работы подразделяются на приводные, грузовые и тяговые. Приводные цепи осуществляют передачу движения от источников энергии к приемному органу машины. Работают они при различных скоростях и межцентровых расстояниях осей звездочек.

Втулочная однорядная цепь состоит из внутренних пластин, напрессованных на втулки, свободно вращающихся на валиках, на которых напрессованы наружные пластины. На одном из звеньев цепи устанавливают соединительное звено, состоящее из двух валиков, соединительной пластины, изогнутой пластины и шплинтов для крепления пластины. Это звено служит для установки и снятия цепи.

Приводные роликовые и втулочные цепи стандартизованы (ГОСТ 13568—75). Различают однорядные роликовые цепи легкой ПРЛ серии и нормальной ПР серии. Роликовые цепи нормальной серии ПР могут быть двухрядными, трехрядными и четырехрядными. Кроме указанных типов роликовых цепей бывают роликовые длиннорядные цепи типа ПРД и цепи с изогнутыми пластинами типа ПРИ. Втулочные цепи бывают однорядные и двухрядные типа ПВ.

Зубчатая цепь в каждом звене имеет набор пластин (число их определяется шириной цепи) с двумя выступами и с впадиной между ними для зуба звездочки. Эта цепь изготавливается с шарнирами трения качения.

Качество сборки цепных передач определяет длительность их эксплуатации без износа и поломок отдельных деталей, а также бесшумность и плавность работы. Технические требования, предъявляемые к сборке цепных передач: оси валов, на которых расположены звездочки, должны быть взаимно параллельны (допустимое отклонение 0,1 мм на длине 1000 мм); звездочки не должны быть смещены относительно друг друга в плоскости движения цепи; допустимое смещение звездочек 1—2 мм на каждые 1000 мм; пластины цепи должны быть параллельны между собой; натянутая на звездочках цепь должна иметь стрелу прогиба при горизонтальном расположении 0,02А или вертикальном расположении 0,002А, где А — межцентровое расстояние; шаг цепи должен строго соответствовать шагу звездочки, так как звенья цепи могут набегать

15. Допустимое биение (в мм) звездочек втулочных и роликовых цепей

Биение звездочек	Диаметр звездочек				
	До 100	100—200	200—300	300—400	Св. 400
Радиальное	0,25	0,5	0,75	1,0	1,2
Торцовое	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5

на зубья звездочки и вызывать поломку зубьев или обрыв цепи; передачи должны работать плавно, без рывков.

Звездочки после установки и закрепления на валу следует проверить на радиальное и торцовое биение с помощью индикаторов. Биение зависит от конструкции и точности передач (табл. 15).

Биение звездочек возникает при отклонении от соосности посадочных мест, искривлении вала, неправильной пригонке шпонок или шпоночных пазов, отклонении от соосности зубчатого венца посадочному отверстию, отклонении от перпендикулярности посадочного отверстия торцу звездочки. При сборке цепных передач выявленные дефекты по возможности устраняют.

Цепные передачи собирают в такой последовательности. Осматривают цепь; если есть участки с дефектами, цепь выбраковывают. Проверяют соответствие цепи и звездочки наложением друг на друга.

Звездочки насаживают на вал с помощью молотка и оправки. Шпонка должна свободно входить в паз ступицы без задиров. Звездочку напрессовывают, предварительно смазав шпонку вала машинным маслом, завертывают до отказа стопор и закрепляют контргайкой. При таком закреплении звездочек регулирование проводят, сдвигая звездочку в ту или другую сторону легкими ударами молотка. Выполняют контрольные операции: проверяют параллельность осей валов, отклонение от соосности продольных плоскостей звездочек, радиальное и торцовое биение звездочек. Устанавливают цепь на звездочки и соединяют концы с помощью специальных приспособлений (рис. 18). Осуществляют необходимое натяжение цепи с учетом стрелы провисания, уменьшающей износ. После окончания сборки цепные передачи подлежат испытаниям.

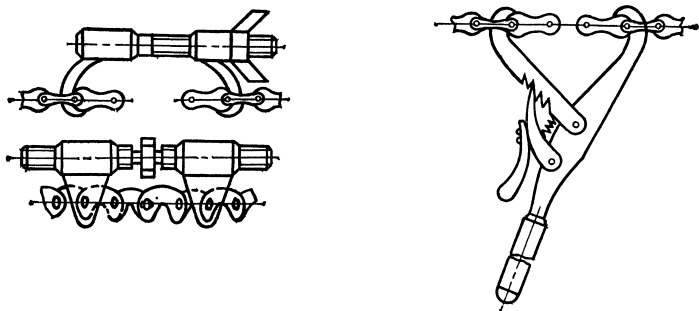


Рис. 18. Приспособление для сборки цепей

Выполняют пробное прокручивание вручную или с помощью рычага. Цепь не должна соскакивать с зубьев звездочек; каждое звено должно свободно садиться на любой зуб и сходиться с него. Передача должна работать плавно, без ударов роликов по зубьям. После испытания осматривают зубья звездочек и определяют правильность зацепления.

Зубчатые и червячные передачи. Зубчатая передача — это механизм для передачи вращательного движения и изменения частоты вращения. Передача может состоять из зубчатых колес, зубчатого колеса и рейки либо из червяка и червячного колеса. Зубчатые передачи бывают открытого и закрытого типа. Вращение ведущего зубчатого колеса преобразуется во вращение ведомого колеса путем нажатия зубьев первого на зубья второго. Зубчатые передачи могут быть встроены в механизм, машину или выполнены в виде самостоятельного агрегата — редуктора. Зубчатые и червячные передачи стандартизованы (табл. 16). *Зубчатые цилиндрические передачи* с параллельными осями валов бывают прямозубые, косозубые, шевронные. Прямозубые зубчатые передачи широко применяются в коробках скоростей, редукторах. Зубья шестерни и колеса такой передачи параллельны осям валов. В цилиндрической косозубой передаче вход зубьев в зацепление обеспечивает плавность работы передачи, а большое число одновременно находящихся в зацеплении зубьев — передачу значительных мощностей. В то же время наклон зубьев исключает возможность переключения колес путем пере-

16. Основные стандарты в области зубчатых и червячных передач

Объект стандартизации	Передачи				
	цилиндрические	реечные	конические	червячные цилиндрические	глобоидные
Основные термины, определения и обозначения	ГОСТ 16530—83				
	ГОСТ 16531—83		ГОСТ 19325—73	ГОСТ 18498—73	
Основные параметры	ГОСТ 2185—66; ГОСТ 13733—77	—	ГОСТ 12289—76	ГОСТ 2144—76	ГОСТ 9369—77
Допуски	ГОСТ 1643—81; ГОСТ 9178—81	ГОСТ 10242—81; ГОСТ 13506—81	ГОСТ 1758—81; ГОСТ 9368—81	ГОСТ 3675—81; ГОСТ 9774—81	ГОСТ 16502—83

мещения шестерни по валу, а также требует опор, способных воспринимать осевую нагрузку. В цилиндрической шевронной зубчатой передаче шестерня и колесо по ширине состоят из двух участков с зубьями, имеющими левый и правый наклоны. В этих передачах осевая сила, действующая на вал, отсутствует, и они способны передавать очень большие мощности.

Имеется двенадцать степеней точности цилиндрических зубчатых передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатых колес в передаче. Требования к точности изготовления и сборки зубчатых передач зависят от условий их эксплуатации. Кинематическая точность характеризуется наибольшей погрешностью передаточного отношения за один оборот колеса; плавность работы характеризуется колебаниями угловой скорости колеса в пределах одного оборота, обуславливается погрешностью шага и профиля, влияет на силу ударов и шум в передаче. Нормы контакта характеризуются пятном контакта зубьев, т. е. концентрацией нагрузки на зубьях, а определяются точностью исполнения профиля зубьев и влияют на работоспособность силовых передач.

Независимо от норм точности зубчатых передач установлено шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче (А, В, С, D, E, H) и восемь видов допуска T_{jn} на боковой зазор (x, y, z, a, b, c, d, h). Виды сопряжений зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы следующие:

Вид сопряжений	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности работы . .	3—12	3—11	3—9	3—8	3—7	3—7

Видам сопряжений H, E соответствует допуск на боковой зазор h, а видам сопряжений D, C, B и A — допуски d, c, b и a соответственно. Установлено шесть классов отклонений межосевого делительного расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. В условном обозначении зубчатых передач последовательно цифрами указывают степени точности по нормам кинематической точности, плавности

работы и пятна контакта, затем вид сопряжения и номер стандарта, например 8-7-6-В ГОСТ 1643—81. Если на все нормы точности назначены одинаковые степени точности, то в обозначении степень указывается только один раз, например 7-С ГОСТ 1758—81.

Технические требования на сборку зубчатых передач в значительной степени зависят от их назначения. Технологический процесс сборки зубчатых передач включает: контроль и сортировку зубчатых колес; пригонку, установку и закрепление зубчатых колес на валах; установку валов с насаженными колесами; регулирование зацепления зубьев. Зубчатые колеса на цилиндрической шейке с врезной сегментной шпонкой собирают в такой последовательности: легкими ударами медного молотка устанавливают шпонку в паз вала, а затем напрессовывают колесо, ориентируя его так, чтобы паз совпадал со шпонкой. Перед установкой зубчатого колеса на шлицевый вал его тщательно осматривают; при необходимости снимают заусенцы. При повышенной точности шлицевого соединения сопряжение вала с зубчатым колесом проверяют на краску. Перед установкой зубчатого колеса на конусный конец вала проверяют прилегание конусных поверхностей ступицы и вала на краску и затягивают гайку. После затягивания гайки в соединениях должны оставаться зазоры между торцом ступицы и торцом корпуса вала, а также между дном шпоночной канавки и верхней плоскостью шпонки. При установке встречаются погрешности от качания зубчатого колеса на шейке вала, радиального биения по окружности выступов, торцового биения и неплотного прилегания к упорному буртику вала (рис. 19).

Сборочную единицу на качание проверяют обстукиванием напрессованного зубчатого колеса молотком из мягкого металла. Радиальное и торцовое биение контролируют на призмах или в центрах. Допустимое радиальное и торцовое биение венца зубчатого колеса зависит от степени точности колеса. Для различных передач радиальное биение допускается 0,025—0,075 мм. Торцовое биение можно проверить на тех же призмах с помощью стойки с индикатором, если есть возможность упора вала по центру. Торцовое биение допускается в пределах 0,1—0,15 мм. Если биение превосходит допускаемые пределы,

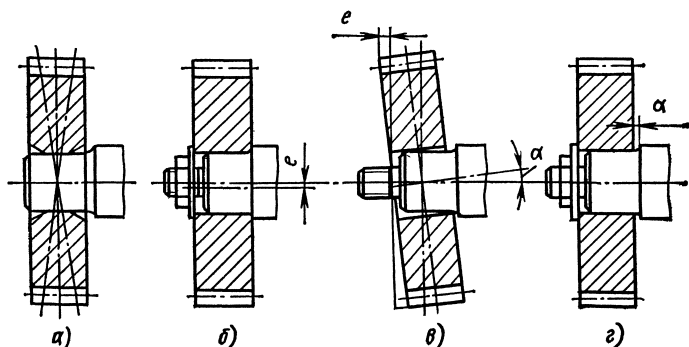


Рис. 19. Погрешности установки зубчатых колес на валу:

а — качение зубчатого колеса на шейке вала; *б* — радиальное биение на шейке вала; *в* — торцовое биение; *г* — неплотное прилегание к упорному торцу

зубчатое колесо перепрессовывают с поворотом на некоторый угол. Правильное зацепление зубьев происходит при параллельности осей колес, отсутствии перекоса и сохранении расстояния между осями валов в пределах заданного допуска. В связи с погрешностями изготовления зубчатых колес, валов и корпусных деталей при сборке зубчатых передач возникают следующие погрешности: недостаточный боковой зазор; увеличенный боковой зазор; неравномерный боковой зазор. Причиной первой и второй погрешностей может быть увеличенная или уменьшенная толщина зубьев, увеличенное или уменьшенное расстояние между осями и корпусной деталью, третьей — неравномерная толщина зубьев или радиальное биение зубчатого венца. Боковой зазор соединения проверяют прокаткой свинцовой проволоки между зубьями, с помощью щупа или специального приспособления — поводка, который закрепляют на валу одного из зубчатых колес. По перемещению конца поводка с помощью индикатора определяют боковой зазор в зубьях колес. Плавность хода передачи проверяют, проворачивая собранный механизм от руки или с помощью динамометрического ключа. Плавное зацепление зубчатых колес определяют также по расположению и размерам пятен контакта зубьев (рис. 20, *а*). Длину пятен измеряют вдоль зуба, причем разрывы в пятне размером более одного

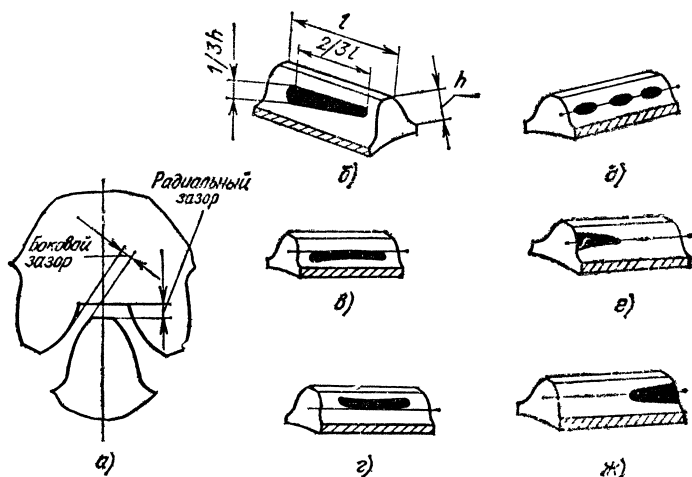


Рис. 20. Схемы расположения пятен контакта зубьев при проверке зубчатого цилиндрического зацепления на краску

модуля в длину пятна не засчитывают. Высоту пятна измеряют по самому темному месту. Полученные величины делят соответственно на длину зуба l и его высоту h и определяют площадь пятна в процентах. При правильно выбранном боковом зазоре пятно контакта будет расположено в центре боковой поверхности зуба (рис. 20, б). При недостаточном зазоре по всему венцу, причиной которого может явиться лишняя или недостаточная толщина зуба обоих колес, изменится форма пятна и расположение его сместится к основанию зуба (рис. 20, в). Большой зазор по всему венцу, причиной которого является отклонение межосевого делительного расстояния в корпусе, также изменит форму пятна, а расположение его сместится к вершине зуба (рис. 20, г). При неравномерном зазоре в зацеплении форма пятна контакта зубьев в передаче будет иметь прерывистую форму (рис. 20, д). В этом случае находят положение колес с наименьшим зазором, расцепляют их и одно из них поворачивают на 180° и снова сцепляют. Если характер зацепления не изменился, то проверяют второе колесо. Если после пере-

17. Нормы контакта зубьев в передаче

Степень точности	Пятно контакта, %, не менее		Степень точности	Пятно контакта, %, не менее	
	по высоте зуба	по длине зуба		по высоте зуба	по длине зуба
3	65	95	8	40	50
4	60	90	9	30	40
5	55	80	10	25	30
6	50	70	11	20	25
7	45	60			

становки минимальный зазор стал максимальным, то меняют первое колесо.

В случае перекосов отверстия зубчатого колеса или шейки вала отпечаток краски располагается односторонне (рис. 20, *е, ж*). Нормы контакта зубьев в передаче (суммарное пятно контакта) в зависимости от степени точности приведены в табл. 17.

Отклонение межосевого делительного расстояния не должно превышать допускаемых величин. Нормы гарантированного бокового зазора и предельные отклонения межосевого делительного расстояния приведены в табл. 18.

Конические и гипоидные (конические винтовые) зубчатые передачи с перекрещивающимися осями бывают с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями. В соответствии с формой зубьев возрастает плавность, бесшумность и нагрузочная способность передачи, но затрудняется изготовление. Стандартизованы конические и гипоидные зубчатые передачи со средним делительным диаметром зубчатых колес до 4000 мм, с редным нормальным модулем 1—56 мм, с прямолинейным профилем исходного контура и номинальным углом его профиля 20° и установленными нормами точности. Точность изготовления конических и гипоидных зубчатых передач задается 12 степенями точности, а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора. Для каждой степени точности зубчатых колес и передач установлены нормы: кинематической точности; плавности работы и контакта зубьев зубчатых колес в передаче. Рекомендуются следующие сочетания видов степеней точ-

18. Нормы бокового зазора

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого делительного расстояния*	Межосевое делительное расстояние a , мм															
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600	Св. 1600 до 2000	Св. 2000 до 2500	Св. 2500 до 3150	Св. 3150 до 4000

Гарантированный боковой зазор $j_n \text{ min}$

Н	II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Е	II	30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105	125	150	175	210	260
Д	III	46	54	63	72	81	89	97	100	125	140	165	195	230	280	330	410
С	IV	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260	310	370	440	540	660
В	V	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420	500	600	700	860	1050
А	VI	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660	780	920	1100	1350	1650

Предельное отклонение межосевого делительного расстояния f_a

—	I	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	36	40	45	55	70	90
Н, Е	II	16	18	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	90	110	140
Д	III	22	28	30	35	40	45	50	55	60	70	80	100	110	140	160	200
С	IV	35	45	50	55	60	70	80	90	100	110	140	160	180	220	280	350
В	V	60	70	80	90	100	110	120	140	160	180	220	250	300	350	450	550
А	VI	100	110	120	140	160	180	200	220	250	280	350	400	450	550	700	800

*1 Класс отклонений межосевого делительного расстояния используется при изменении соответствия между видом сопряжения и классом отклонения от межосевого делительного расстояния.

ности по нормам плавности работы и допусков бокового зазора:

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности	4—12	4—11	4—9	4—8	4—7	4—7
Вид допуска на боковой зазор . .	a	b	c	d		h

Пример условного обозначения точности передачи со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности работы, со степенью 6 по нормам пятна контакта зубьев, с видом сопряжения В: 8-7-6 В ГОСТ 1758—81.

Нормальная работа конической зубчатой передачи зависит от точности и качества ее сборки. Приемы сборки конических передач и установки их на валу аналогичны применяемым для цилиндрических передач. Отличаются только приемы установки вал-колеса и регулирования зацепления. Для обеспечения правильной сборки конической передачи оси отверстий или шеек зубчатых колес должны проходить через центр начальной окружности и не иметь перекоса; оси гнезд в корпусе должны лежать в одной плоскости и пересекаться под прямым углом. Точность расположения отверстий под подшипники проверяют с помощью калибров (рис. 21, а). Размеры конца калибра 1 и отверстия калибра 2 подбирают с учетом допускаемого отклонения расположения осей отверстий от плоскости и угла. В другом случае (рис. 21, б) концы обоих калибров срезаны. При их установке в гнезда подшипников корпуса передачи зазор *K* между плоскостями среза должен быть в пределах 0,01—0,06 мм мо-

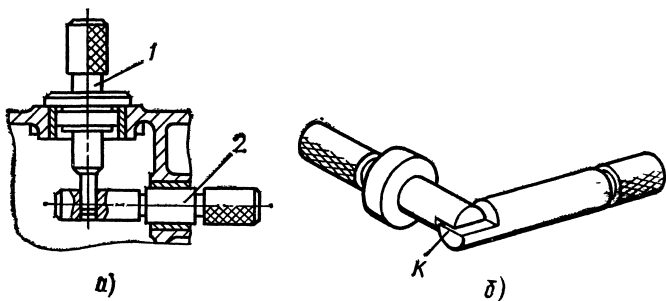


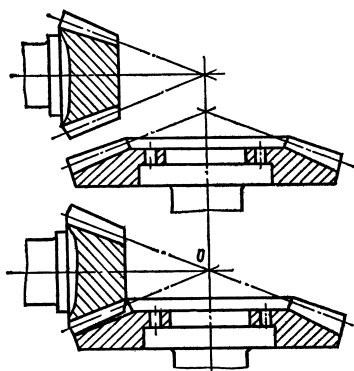
Рис. 21. Приемы проверки конических зубчатых передач

19. Нормы контакта зубьев в зубчатой конической передаче

Степень точности	С продольной модификацией		Немодифицированных	
	Предельное отклонение от- носительных размеров сум- марного пятна контакта		Относительный размер суммарного пятна контакта	
	F_{sl} , % длины зуба	F_{sh} , % от средней глу- бины захода	% длины зуба	% средней глубины захода
			не менее	
4—5	± 10		70	75
6—7	± 10		60	65
8—9	± 15		50	55
10—12	± 15		40	45

для торцового зацепления. Зазор проверяют с помощью щупа. При установке зубчатых колес на валы проверяют их биение относительно подшипниковых шеек вала. Бие- ние зубчатого венца определяют в направлении, перпен- дикулярном к образующей делительного конуса на по- стоянном среднем расстоянии от вершин конуса. Балан- сировку проводят обычно на призмах, аналогично балан- сировке шкивов ременных передач. Боковой зазор в за- цеплении проверяют с помощью щупа. Пластины щупа вставляют между зубьями, находящимися в зацеплении. Когда зазор мал, применяют свинцовую пластину. Свин- цовую пластину толщиной в 1,5 раза больше ожидаемого зазора устанавливают на зуб и проворачивают колеса так, чтобы зуб вместе с пластиной прошел зону зацепле- ния. Пластина расплющивается до толщины, соответству- ющей зазору между зубьями. Боковой $j_n \min$ и радиаль- ный δ зазоры регулируют сдвигом колес вдоль осей. Окон- чательно проверяют правильность зацепления с по- мощью краски. На зубья одного колеса наносят тонкий слой краски (лазури), проворачивают передачу и опреде- ляют длину и ширину отпечатков на зубьях второго ко- леса. Пятно контакта должно иметь отрыв от головки и ножки зуба, а для бочкообразных и спиральных зубьев — от носка и пятки зуба. По расположению пятен контакта судят о погрешности зацепления. Нормы кон- такта зубьев в конических передачах приведены в табл. 19. Основными погрешностями зацепления прямозубых кони-

Рис. 22. Схема конической зубчатой передачи



ческих зубчатых колес являются следующие: недостаточный зазор, колеса чрезмерно сближены (пятно контакта смещено к головке зуба ведущего колеса); межосевой угол больше расчетного (пятно контакта смещено к вершине конуса ведущего колеса); межосевой угол меньше расчетного (пятно контакта смещено к основанию конуса ведущего колеса). Если на зубьях ведущего и ведомого колес следы краски расположены плотно на одной стороне зуба на узком конце, а на другой — на широком, это свидетельствует о перекосе осей зубчатых колес. Направильное зацепление и перекос исправляют пригоночными операциями. Для правильной сборки конических передач необходимо зубчатые колеса установить таким образом, чтобы их начальные окружности соприкасались в одной точке 0 (рис. 22), что при сборке выполняют регулированием. Регулирование выполняют передвижением колес вдоль осей до совмещения воображаемых вершин их конусов. Фиксация положения достигается с помощью набора прокладок. В некоторых случаях после сборки передачу испытывают на шум и вибрацию. Испытание проводят при максимальной частоте вращения и под нагрузкой, составляющей 20—40% от номинальной. Для измерения шума и вибраций используют типовые приборы: шумомеры; пьезометрические измерители ускорений; анализатор спектра.

Червячные передачи применяют для передачи вращения между двумя валами, перекрещивающимися под углом 90° . Обычно передача осуществляется от червяка к колесу.

Стандартизованы червячные цилиндрические передачи и червячные пары, выполненные с межосевым углом 90° , модулем 1—25 мм, делительным диаметром червяка до

450 мм, делительным диаметром червячного колеса до 6300 мм и установленными нормами точности.

Для правильной сборки червячной передачи профиль и шаг нарезки червячного колеса и червяка должны соответствовать друг другу; червяк должен соприкасаться с каждым зубом червячного колеса на участке не менее $\frac{2}{3}$ длины дуги зуба червячного колеса; радиальное и торцовое биение червяка и червячного колеса не должно выходить за пределы норм, установленных для соответствующих степеней точности: межцентровые делительные расстояния должны соответствовать расчетной величине, обеспечивая необходимый зазор, установленный для соответствующего класса передач; оси скрещивающихся валов должны располагаться под углом 90° друг к другу; величина мертвого хода червяка должна соответствовать установленным нормам для соответствующего класса передач; собранные передачи испытывают на холостом ходу и под нагрузкой; во время испытаний проверяют плавность хода и нагрев подшипниковых опор, который должен быть не выше $50\text{--}60^\circ\text{C}$. Как при сборке цилиндрических и конических зубчатых передач, так и при сборке червячных передач важным является контроль геометрических параметров по заданным нормам точности. Приемы сборки червячных передач аналогичны приемам сборки цилиндрических и конических зубчатых передач. Червячное колесо на валу устанавливают на врезную призматическую шпонку или закрепляют с двух сторон гайками; положение средней плоскости колеса регулируют гайками или компенсаторными кольцами различной толщины. При закреплении колес на валах возможны случаи неточности сборки: перекося и сдвиг по оси. Перекося посадки червячного колеса проверяют в центрах с помощью индикатора. Аналогично проверяют биение витка червяка по нормам плавности работы. После контроля точности деталей червячной передачи собирают отдельные единицы и саму передачу. При этом осуществляют комплексный контроль по различным нормам точности.

Допуски межосевого делительного расстояния, межосевого угла и смещение средней плоскости червячного колеса в передаче (табл. 20—22) контролируют с помощью специальных оправок, шаблонов и приспособлений (рис. 23). Установку червячного колеса относительно

20. Допуск $\pm f_a$ (в мкм) межосевого делительного расстояния в передаче

Степень точности	Межосевое делительное расстояние a_w , мм										
	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600	Св. 1600 до 2000	Св. 2000 до 2500	Св. 2500 до 3150	Св. 3150 до 4000
5	32	34	36	40	42	46	50	53	56	63	67
6	50	53	56	63	67	75	80	85	90	95	105
7	80	85	90	95	105	118	125	130	140	160	170
8	125	130	140	160	170	180	190	200	220	240	260
9	200	210	240	250	260	280	300	340	360	400	420
10	300	340	360	380	420	450	480	530	560	600	670
11	500	530	560	600	670	710	800	850	900	950	1000
12	750	850	900	950	1050	1100	1200	1300	1400	1500	1600

21. Допуск $\pm f_g$ (в мкм) межосевого угла передачи

Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм		Степень точности							
		5	6	7	8	9	10	11	12
До 63		7,1	9	12	16	22	28	34	42
Св. 63 до 100		9,5	12	17	22	28	36	45	56
» 100 » 160		13	17	24	30	40	50	63	80
» 160 » 250		19	24	32	42	56	71	90	110
» 250		—	—	48	63	80	100	130	160

22. Допуск $\pm f_x$ (в мкм) смещения средней плоскости в передаче

Степень точности	Межосевое делительное расстояние a_w , мм										
	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600	Св. 1600 до 2000	Св. 2000 до 2500	Св. 2500 до 3150	Св. 3150 до 4000
5	24	26	28	30	32	34	38	40	45	48	53
6	40	42	45	48	53	56	60	67	71	75	80
7	60	67	70	75	85	90	95	105	110	120	130
8	100	105	110	120	130	140	150	160	170	190	200
9	150	160	170	190	200	220	240	260	280	300	320
10	240	260	280	300	320	340	375	400	450	480	500
11	380	400	450	500	530	560	600	630	710	750	800
12	600	630	710	750	800	850	950	1050	1100	1200	1250

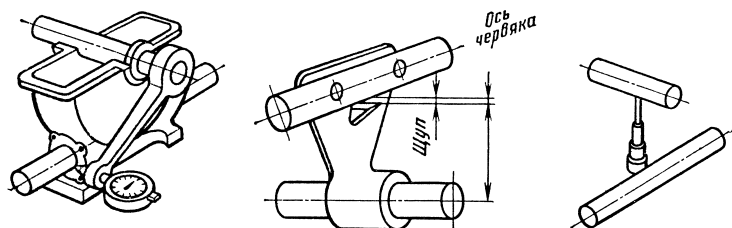


Рис. 23. Схема контроля расположения осей червячной передачи

червяка проверяют специальным шаблоном и щупом, отвесами и линейкой. Указанные смещения характеризуют качество зацепления и влияют на расположение пятен контакта зубьев колеса с витком червяка. Комплексная проверка норм контактной точности проводится по суммарному пятну контакта на краску. На винтовую поверхность червяка наносят тонкий слой краски, вводят в зацепление с червячным колесом и медленно поворачивают вокруг оси. При правильном зацеплении формы суммарного пятна контакта в зависимости от степени точности передачи приведены в табл. 23.

В собранной червячной передаче проверяют боковой зазор в зацеплении, т. е. зазор между боковыми поверхностями витка червяка и зубьев колеса (табл. 24). Он определяется в линейных величинах по нормали к боковым поверхностям. Измерить этот зазор трудно, поэтому обычно о нем судят по величине мертвого хода. Суммирование всех зазоров в зацеплении червячной передачи создает мертвый ход, т. е. положение, когда при повороте червяка в результате устранения зазоров в зацеплении червячное колесо не поворачивается. Для определения величины мертвого хода (рис. 24) стрелку 1 укрепляют на корпусе передачи, а градуированный диск 4 — на хвостовике червяка 2; наконечник индикатора 3 устанавливают на

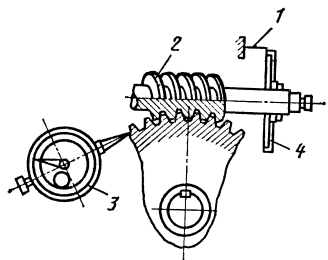


Рис. 24. Проверка мертвого хода в червячном зацеплении

23. Нормы контакта (суммарное пятно контакта)

Степень точности	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %			
	По высоте зубьев	Допускаемое отклонение	По длине зубьев	Допускаемое отклонение
5	75	—10	70	—10
6 7	65	—10	60	—10
8 9	55	—15	50	—15
10	45	—15	40	—15
11 12	Отдельные пятна			

П р и м е ч а н и е. Пятно контакта определяется относительными размерами пятна контакта в процентах: по ширине зубчатого венца — отношением расстояния между крайними точками следов прилегания, за вычетом разрывов, превосходящих величину модуля в мм, к длине зуба; по высоте зуба червячного колеса — отношением средней высоты следов прилегания к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности.

24. Нормы бокового зазора

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого делительного расстояния*1	Межосевое делительное расстояние a_w , мм									
		Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	Св. 500 до 630	Св. 630 до 800	Св. 800 до 1000	Св. 1000 до 1250	Св. 1250 до 1600	Св. 1600 до 2000	Св. 2000 до 2500	Св. 2500 до 3150

Гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, мкм

Н	II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Е	II	57	63	70	80	90	105	125	150	175	210	260
Д	III	89	97	110	126	140	165	195	230	280	330	410
С	IV	140	155	175	200	230	260	310	370	440	540	660
В	V	230	250	280	320	360	420	500	600	700	860	1050
А	VI	360	400	440	500	560	660	780	920	1100	1350	1650

Предельное отклонение межосевого делительного расстояния f_a , мкм

—	I	18	20	22	25	28	35	40	45	55	70	90
Н, Е	II	28	30	35	40	45	50	60	70	90	110	140
Д	III	45	50	55	60	70	80	100	110	140	160	200
С	IV	70	80	90	100	110	140	160	180	220	280	350
В	V	110	120	140	160	180	220	250	300	350	450	550
А	VI	180	200	220	250	280	350	400	450	550	700	800

*1 Класс отклонений межосевого делительного расстояния используется при несоответствии сопряжения и класса отклонения.

плоскость зуба колеса. Момент, когда при повороте червяка стрелка индикатора начинает отклоняться, означает конец мертвого хода зацепления. Это положение отмечается на градуированном диске. Угол поворота диска при неподвижной стрелке индикатора является полным мертвым ходом передачи.

Отклонение от перпендикулярности оси червяка к оси червячного колеса, а также неправильно выдержанное межосевое делительное расстояние — трудноустраняемые дефекты. Они возникают при изготовлении корпуса передачи. Для обеспечения требуемой точности зацепления в единичном производстве применяют метод шабрения зубьев червячных колес. Отклонение межосевого расстояния устраняется методом регулирования. Он заключается в смещении червячного колеса с помощью компенсаторных прокладок до положения, при котором его середина будет находиться в одной плоскости с осью червяка. Плавность работы собранной передачи проверяют динамометрическим ключом. При вращении червячной передачи таким ключом сила должна быть постоянной, что свидетельствует о плавном вращении червяка.