

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



Учебно-методическое пособие
по курсу "Метрология, стандартизация и
сертификация"

Составитель: Мороз В. Г.

Москва 2009

Методическая разработка «прямобоочные шлицевые соединения» составлена в соответствии с учебными планами дисциплин Данное пособие предназначено, в первую очередь, для выполнения самостоятельных и курсовых работ по курсам: "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения", «Метрология стандартизация, сертификация, технические измерения» «Нормирование точности» и может быть использовано при работе над дипломными проектами студентами всех специальностей, а также аспирантами и конструкторами.

Методическая разработка выполнена на кафедре "Детали машин "
МГИУ, к.т.н., доц. Мороз В.Г..

Рецензенты: д.т.н. проф. Иваний М.Б.- каф. «Технология и металлорежущие системы автомобилестроения».

К.т.н. доц. Коноплёв В. Н.- каф. «Автомобили и двигатели»

Рис. 5, табл. 6, библи. назв.6

Одобрено кафедрой "Детали машин ", протокол № 9 от 11 ноября 2009 г

1. ВВЕДЕНИЕ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

Введение

Известно, что для передачи крутящего момента можно создать неподвижную пару: вал - отверстие, применив посадку с натягом. Такое соединение позволяет получить наилучшее сопряжение с точки зрения совпадения осей вала и отверстия. Это, казалось бы, самое простое решение требует высокой точности при изготовлении пары, специальных технологических методов сборки, ограничено расчётным уровнем сил трения в области сопряжения, да и к тому же, как правило, не может быть разобрано и вновь собрано с сохранением прежних характеристик. Для обеспечения взаимной связи возможно применение шпоночного соединения, когда вал и отверстие собираются с гарантированным зазором, а, в предварительно подготовленные пазы вводится специальный элемент-шпонка. Такой подход всегда приводит к тому, что оси вала и втулки не совпадают, и кроме того, весь крутящий момент передаётся через одну шпонку, что создаёт повышенную концентрацию напряжений как на валу так и на втулке. Становится ясно, что хотелось бы получить технологически, реально получаемое соединение, хотя бы частично свободное от указанных недостатков. Такие конструкции получили название шлицевых соединений.

1.1 Назначение и применение

Повышенные требования к выпускаемой продукции и возросшие технологические возможности позволили применять шлицевые соединения практически во всех областях машиностроения и приборостроения. Подтверждением тому служит автомобиль, создать качественную и надёжную коробку перемены передач для которого, без шлицевых соединения практически невозможно. Следует заметить, что именно это соединение позволяет получать как подвижные, так и неподвижные пары при достаточно высокой соосности и необходимой прочности. Немало важно также, что только применение треугольных шлицевых соединений с небольшими модулями позволяет создавать лёгкие разборные соединения типа «труба в трубе».

1.2 Терминология и виды

В машиностроении и приборостроении повсеместно применяется термин «**центрирование**», который определяет точность расположения осей изделий поверхностей относительно друг друга. При проверке, всегда ось одной из деталей либо общая ось в сборке принимается за базовую, а отклонение второй оси относительно базовой или обеих осей относительно общей базовой оценивается.

Теоретически улучшить характеристики шпоночного соединения можно введя две шпонки и более, но этого не делают, а применяют другое соединение называемое шлицевым (рис1).

Шлицевым называется разъёмное соединение отверстия и вала, когда на валу выполнены выступы определённой формы, а на поверхности отверстия впадины аналогичной формы и количества.

Деталь (охватываемая), на наружной поверхности которой изготовлены выступы, называется **шлицевым валом**.

Деталь (охватывающая), на внутренней поверхности которой изготовлены впадины, называется **шлицевым отверстием**.

К шлицевым соединениям относятся также и те, в которых соединение производится по торцевым поверхностям, вариант одного из них, с треугольным зубом, показан на **рисунке 1**. Однако, следует заметить, что такие соединения применяются редко и ненормированы.

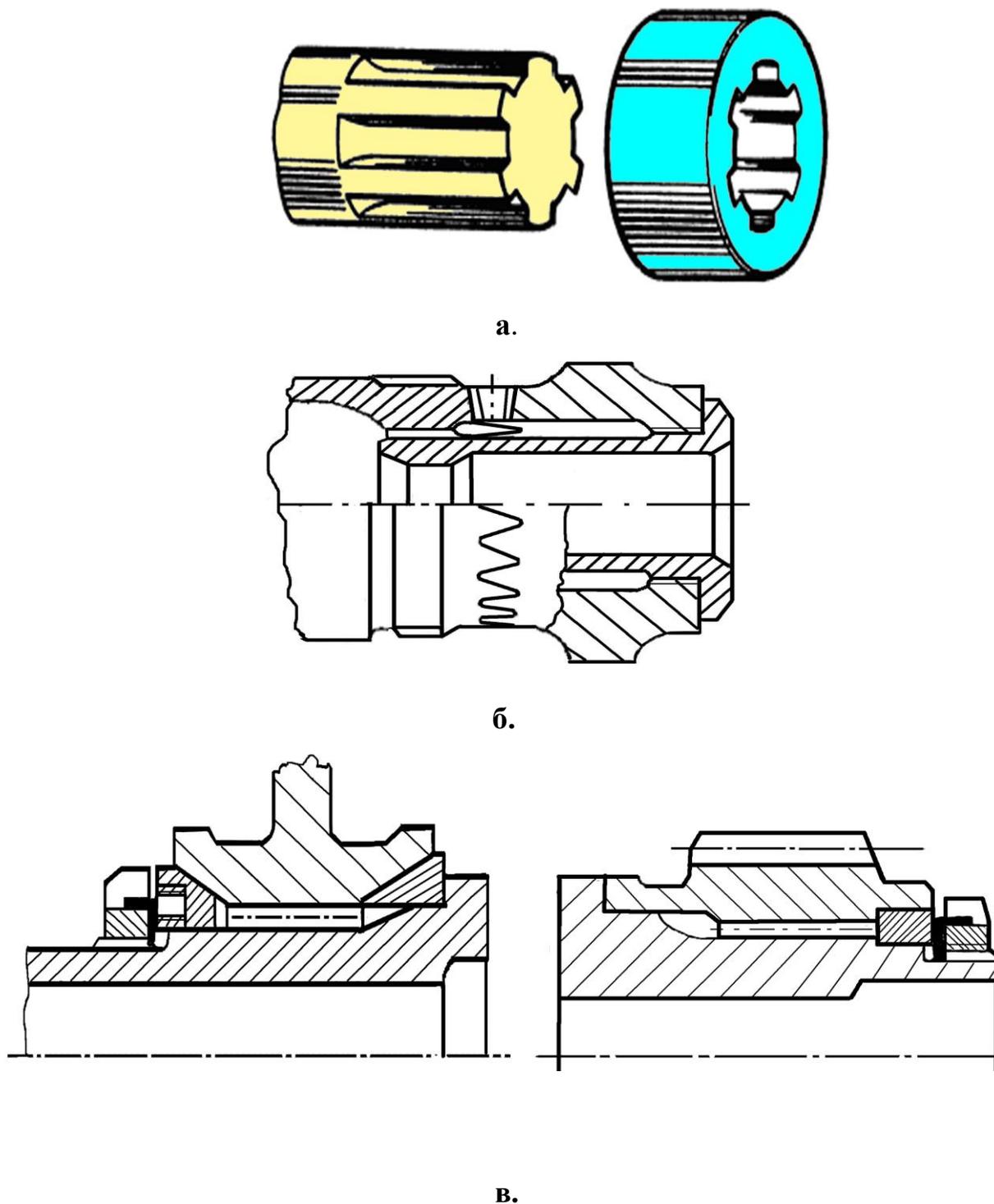


Рисунок 1. Виды шлицевых соединений:

- а) прямобочное шлицевое соединение, б) торцевое шлицевое соединение, в) шлицевое соединение с дополнительным базированием.

Для повышения соосности соединений применяют дополнительные вспомогательные поверхности и кольцевые вставки, что показано на рисунке 1в.

Форма профиля выступов у вала и пазов у втулки может быть различной, но наибольшее применение нашли **прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицевые соединения (рис.2).**

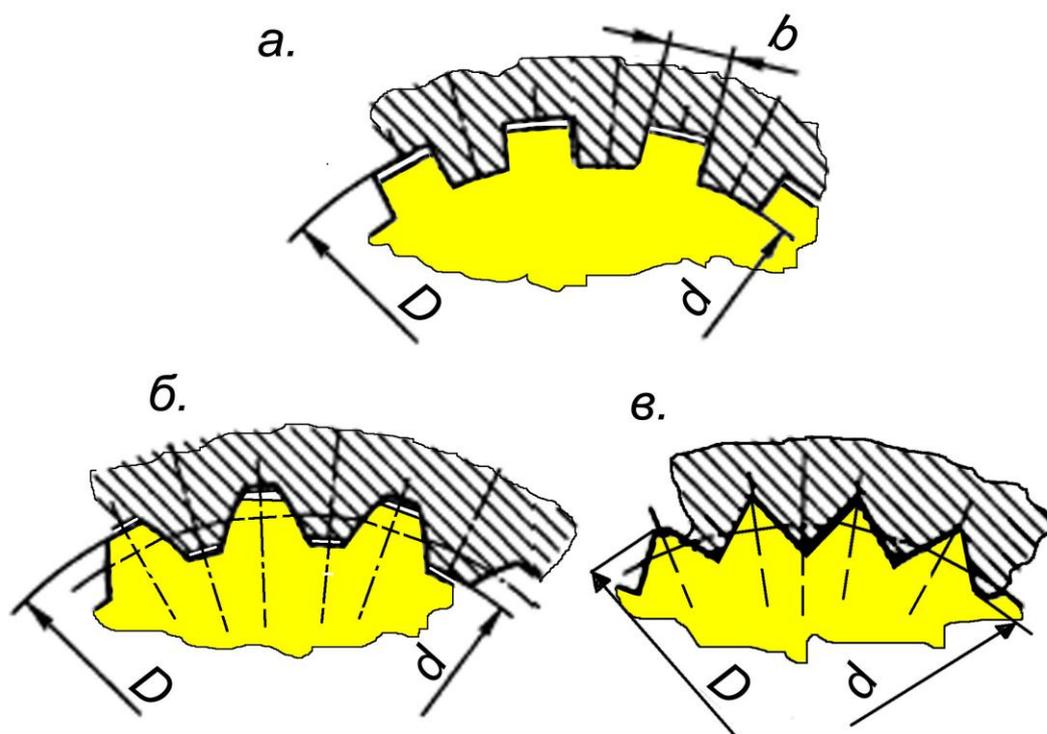


Рисунок 2.Форма профилей шлицевых соединений

а-прямобочная, б-эвольвентная, в-треугольная

Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба, которые надёжны и просты в изготовлении. Эти соединения применяются для подвижных и неподвижных соединений. Причем, в зависимости от передаваемого крутящего момента используются

соединения легкой, средней и тяжелой серии, параметры которых приведены в таблицах 2, 3, 4 приложения, в соответствии со стандартом "Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры". Основные размеры шлицевой втулки и шлицевого вала даны на рис. 2,3.

Эвольвентные шлицевые соединения наиболее совершенны и имеют следующие достоинства:

1. более технологичны, так как валы одного модуля (одного из основных параметров, через который определяются размеры зубьев шлицевого вала и втулки) могут быть обработаны одним типоразмером обрабатывающего инструмента, которым является червячная фреза, и могут обеспечить высокую точность при использовании всех отделочных операций (шевингование, шлифование и т.д.);

2. обладают способностью передавать большие крутящие моменты, благодаря плавным переходам профилей, а также в силу того, что зубья у них прочнее из-за переменной толщины и утолщения у основания. Такое решение позволяет снизить концентрацию напряжений на 10...40% по сравнению с прямобочным профилем;

3. при относительных перемещениях шлицевого вала и втулки обеспечивается самоустановка, более точное центрирование под нагрузкой, что обеспечивает более надёжное продольное перемещение.

Наряду с достоинствами, эвольвентные шлицевые соединения имеют и недостатки, сдерживающие их широкое применение, среди которых особо следует отметить следующие:

1. сложность и высокая стоимость инструмента для обработки втулок – протяжек;
2. сложность в изготовлении профиля;
3. высокая стоимость и сложность калибров для контроля изделий;

Треугольные шлицевые соединения (рис. 2в) передают незначительные крутящие моменты, в силу того, что применяются с модулем 0,2— 1,5мм. Наиболее часто применимы параметры соединений: число зубьев 20—70; модуль; угол впадин вала 90; 72 и 60°. Однако, отсутствие стандартов на треугольные шлицевые соединения приводит к тому, что применяют в промышленности соединения и с иными параметрами.

В силу геометрической формы соединения центрирование возможно только по боковым сторонам зубьев. Первоначально эти соединения нашли применение взамен посадок с натягом и при сопряжении тонкостенных валов и втулок, где существенная высота зубьев не позволяет применять прямобочные и эвольвентные соединения. Сегодня, с внедрением новых материалов и технологий, спектр применения треугольных шлицевых соединений существенно расширился и они применяются для разборных и подвижных соединений.

При изготовлении треугольных шлицевых соединений применяют нарезание червячными фрезами, накатывание, наружное и внутреннее протягивание. Последующее дорнование позволяет получить коническое соединение треугольных шлицев. Применяется угол уклона впадины $1^{\circ} 37'$ и конусность 1 : 16. Размеры зубьев конического соединения нормируют по большому основанию конуса.

Контроль среднего делительного диаметра проводится с применением метода проволочек, подобно контролю резьбы.

1.3 Применение шлицевых соединений

Шлицевые соединения применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить относительно высокие требования к соосности с передачей достаточно большого крутящего момента. Шлицевые вал и втулка - разборные соединения и часто для них исходно предусматривается относительное осевое перемещение. Шлицевые соединения предназначены для соединения валов между собой с помощью муфт, а также для соединения с валами различных тел вращения: зубчатых колес, маховиков, шкивов, эксцентриков и т.д., в различных областях приборостроения и машиностроения. В автомобилестроении шлицевые соединения применяются в коробках передач, в соединениях карданных валов и колесных механизмов. На титульной странице пособия показан фланец полуоси и первичный вал коробки передач автомобиля, в которых применено шлицевое соединение. Кроме автомобилестроения шлицевые соединения применяют практически во всех областях машиностроения, приборостроения, а также при создании бытовой техники.

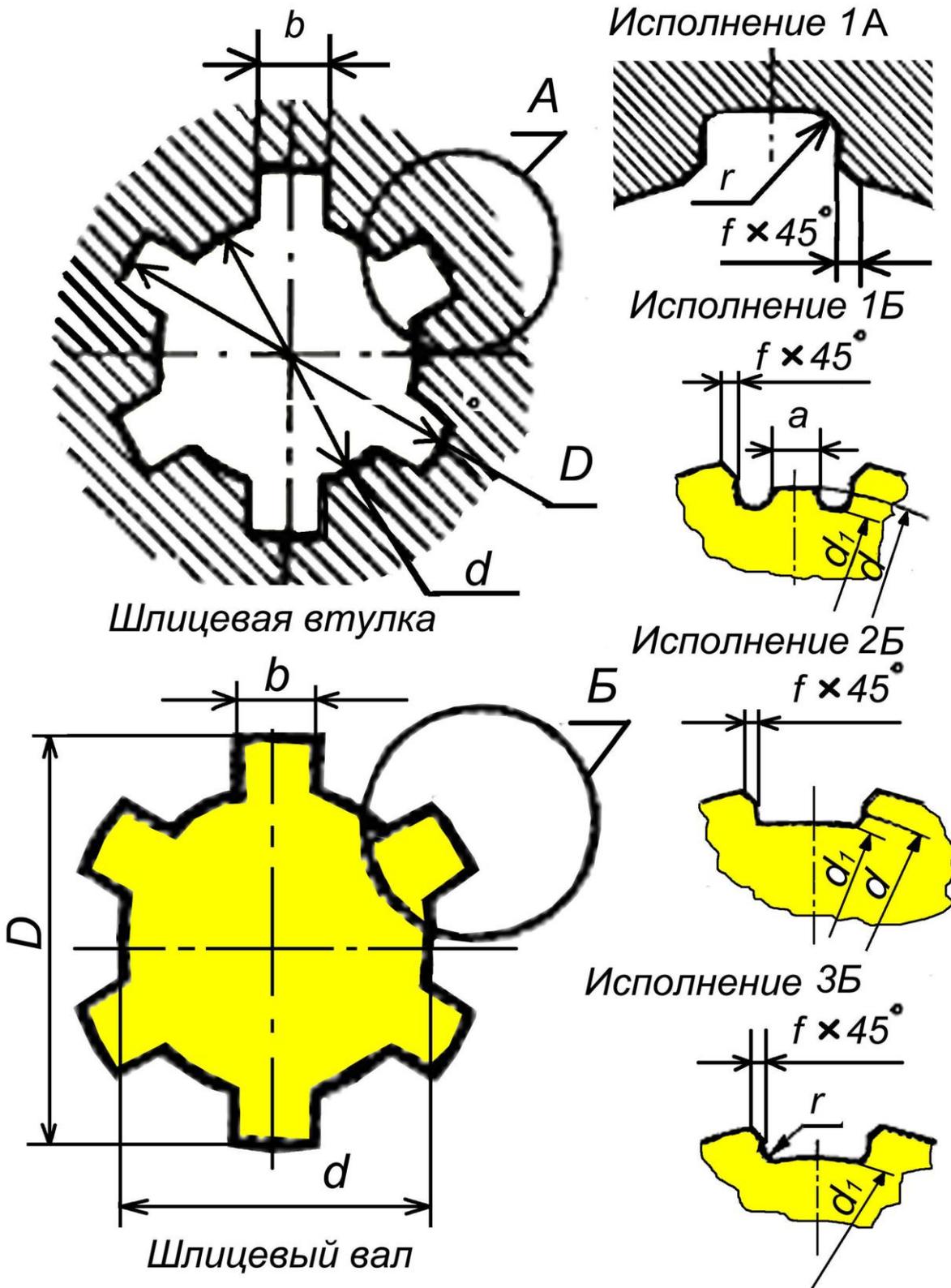


Рисунок 3. Варианты исполнения прямобочных шлицевых поверхностей

2. ПРЯМОБОЧНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.

2.1 Методы центрирования.

Допуски и посадки шлицевых соединений определяются их назначением и принятой системой центрирования втулки относительно вала. Выбор способа центрирования зависит от эксплуатационных требований и технологии изготовления шлицевых деталей.

Существует **три способа центрирования** шлицевых соединений : по поверхности наружного диаметра (D), по поверхности внутреннего диаметра (d) и по боковым поверхностям шлицев (b).

Центрирование по наружному диаметру (D) и по внутреннему диаметру (d) рекомендуется применять в случаях повышенных требований к точности соосности элементов соединения. Уровень соосности в обоих вариантах приблизительно одинаков (в чём можно убедиться проанализировав применяемые посадки, заметив, что разница диаметров (d) и (D) не значительна). При всех способах центрирования по нецентрирующим поверхностям предусматриваются гарантированные зазоры (рис.4), наиболее точные элементы соединения, а это центрирующие и вспомогательные поверхности обязательно шлифуют или калибруют.

Центрирование по (D) (рис.4) осуществляется только в том случае, когда охватываемая деталь остается незакаленной или калится на невысокую твердость (HRC не свыше 40), допускающую протягивание или калибровку шлицевого отверстия. Вал в этом случае обрабатывается фрезерованием или окончательным шлифованием по наружному диаметру D на обычных шлифовальных станках. Для этого способа центрирования при изготовлении валов применяют вариант исполнения: шлицевой втулки исполнение 1А (рис.3), шлицевого вала исполнение 3Б (рис.3), в силу гарантированного зазора по d .

Центрирование по (d) осуществляют при высокой твердости термически обработанных охватываемых деталей (рис.4а), не позволяющей вести обработку этих деталей протягиванием. В этом случае отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке, а шлицевой вал на специальном шлицешлифовальном станке. Применяется центрирование по (d) также в случае, когда после термообработки могут возникнуть значительные искривления длинных валов. Способ центрирования по d значительно дороже чем центрирование по D , в связи с тем, что получение высокоточных поверхностей d и b при изготовлении шлицевого вала проводится в исполнении 1Б (рис.3), где фрезой с «усиками» выполняются

канавки для выхода шлифовального круга и создаётся посадочная поверхность «а». Шлицевая втулка изготавливается в исполнении 1А (рис.3).

Центрирование по (b)- боковым сторонам шлицев (рис.4с), используется, когда не требуется высокая точность центрирования сопрягаемых деталей при знакопеременных нагрузках, при передаче значительных моментов, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки. Центрирование по b является наиболее простым и экономичным способом. При центрировании по b зазоры гарантированы по поверхностям d и D, исполнение шлицевой втулки 1А (рис.3), шлицевого вала 2Б (рис.3), где предусматривается занижение диаметра d до d1, чем обеспечивается возможность выхода шлифовального круга при обработке боковых поверхностей шлицев.

2.2 Допуски и посадки при центрировании по наружному, внутреннему диаметрам и по ширине зубьев.

Посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем строятся по системе отверстия, т. к. в этом случае номенклатура дорогостоящих протяжек меньше, чем при применении системы вала. При различных способах центрирования посадки осуществляются по центрирующей поверхности и по боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала, т.е. по D и b, или по d и b, либо только по b. Допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба нормируют стандартами.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров d и b при центрировании по d приведены в таблице 11 приложения.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров D и b при центрировании по D приведены в таблице 12 приложения.

Рекомендуемые поля допусков и посадки для размера b при центрировании по b приведены в таблице 13 приложения.

Поля допусков нецентрирующих диаметров приведены в таблице 14.

По нецентрирующим цилиндрическим поверхностям всегда предусматривается значительный зазор, величина которого должна быть достаточной для обеспечения сопряжения только по посадочным поверхностям. В связи с этим для нецентрирующих диаметров (таблица 8 приложения) устанавливают следующие поля допусков:

1. для D при центрировании по d или b:
a11- для вала, H12- для втулки;
2. для d при центрировании по D или b:
H11/a10, либо d не должен быть меньше диаметра d1.

Погрешности формы и расположения шлицев для прямобочных шлицевых соединений отдельно не нормируют, их допустимость проверяют комплексными калибрами, при изготовлении которых предусматривается зазор

между поверхностями калибра и детали, в пределах которого суммарно укладываются: отклонения от параллельности сторон зубьев вала и втулки относительно оси центрирующей поверхности, погрешность углового шага, и др. Нормирование проводится лишь для отклонения от симметричности в соответствии с таблицей 15 приложений. Числовые значения предельных отклонений отверстий и валов для выбранных посадок и значения допусков для выбранных квалитетов принимают по таблицам 16,17,18 и 19 или по соответствующим стандартам.

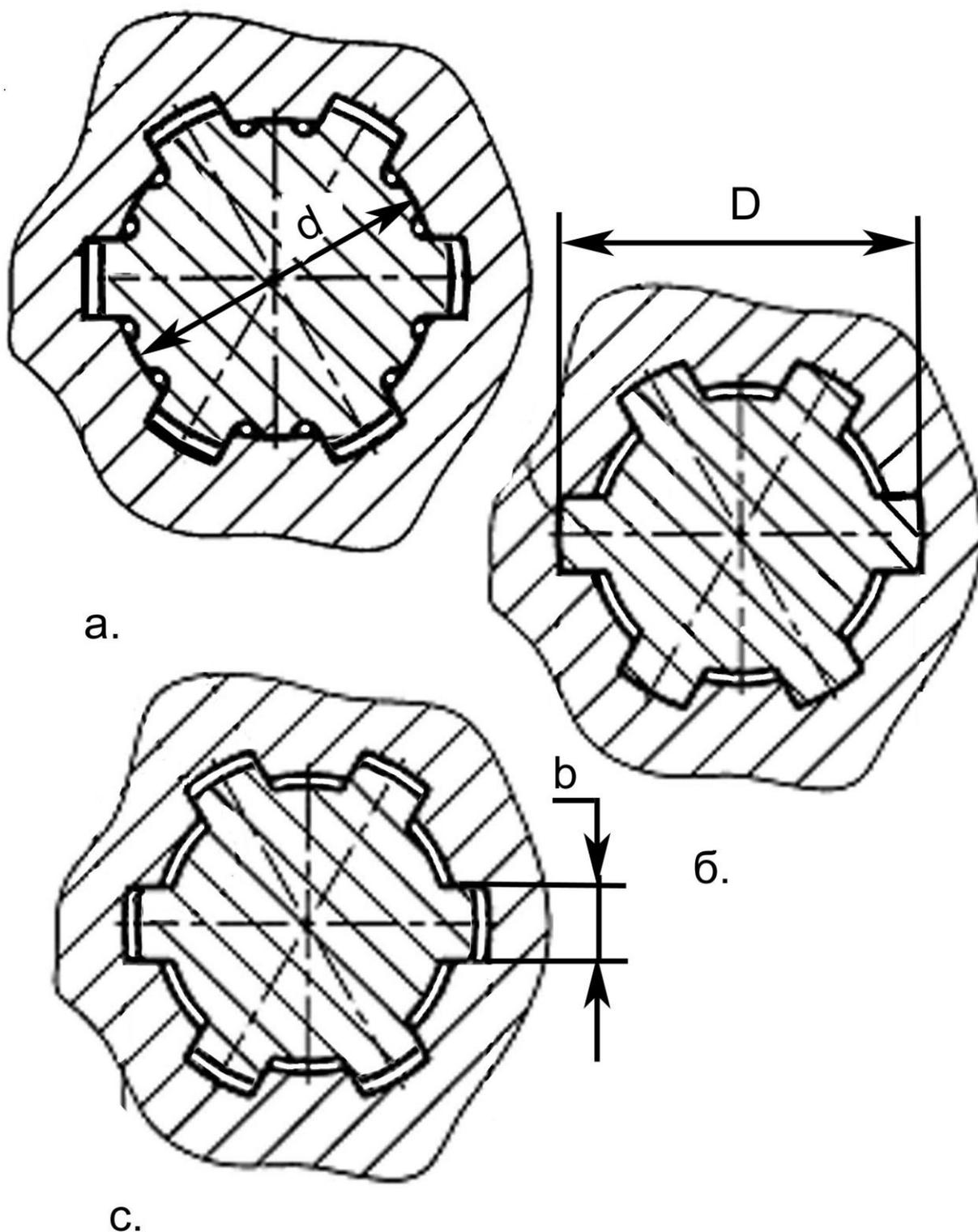


Рисунок 4. Методы центрирования прямоугольных шлицевых соединений

а) по диаметру d , б) по диаметру D , в) по боковым поверхностям b .

2.3 Обозначение допусков и посадок прямоугольных шлицевых соединений на чертежах.

В условном обозначении шлицевых валов, отверстий и их соединений необходимо указывать поверхность центрирования, число зубьев, номинальные размеры внутреннего (d) и наружного (D) диаметров, поля допусков и посадки по диаметрам и по боковым сторонам зубьев.

Ниже даются примеры обозначения шлицевых соединений.

1. Шлицевое соединение центрируемое по d

Параметры прямоугольного шлицевого соединения лёгкой серии число зубьев $Z = 8$, большой диаметр $D=40$, малый диаметр $d=36$ мм, ширина зуба $b = 7$ мм, с посадками (табл.11):

$$\text{по } d \quad \frac{H7}{f7}, \quad \text{по } D \quad \frac{H12}{a11}, \quad \text{по } b \quad \frac{D9}{f8}.$$

В полном виде формула шлицевого соединения будет:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$$

Шлицевое отверстие:

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9;$$

Шлицевый вал:

$$d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 f8;$$

Для нецентрирующих диаметров в обозначении допускается не указывать допуски, например: для этого же соединения на сборочном чертеже может быть показано так:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \times 7 \frac{D9}{f8}$$

2. шлицевое соединение центрируемое по D

Параметры прямобочного шлицевого соединения тяжёлой серии (табл10):
число зубьев $Z = 20$, малый диаметр $d=92\text{мм}$, большой диаметр $D=102$,
ширина зуба $b = 7\text{мм}$, с посадками (табл13):

$$\text{по } d \quad \frac{H11}{a10}, \quad \text{по } D \quad \frac{H7}{n6}, \quad \text{по } b \quad \frac{F10}{h9}.$$

Полная формула для сборки примет вид:

$$D - 20 \times 92 \frac{H11}{a10} \times 102 \frac{H7}{n6} \times 14 \frac{F10}{h9}$$

Шлицевое отверстие:

$$D - 20 \times 92 H11 \times 102 H7 \times 14 F10$$

Шлицевый вал:

$$D - 20 \times 92 a10 \times 102 n7 \times 14 h9.$$

3. шлицевое соединение с центрированием по b

Параметры прямобочного шлицевого соединения средней серии
число зубьев $Z = 6$, малый диаметр $d=11\text{мм}$, большой диаметр $D=14\text{мм}$,
ширина зуба $b = 3\text{мм}$, с посадками (по табл. 13):

$$\text{по } d \quad \frac{H11}{a10}, \quad \text{по } D \quad \frac{H12}{a11}, \quad \text{по } b \quad \frac{D9}{e8}.$$

Для сборки:

$$b - 6 \times 11 \frac{H11}{a10} \times 14 \frac{H12}{a11} \times 3 \frac{D9}{e8}$$

Шлицевое отверстие:

$$d - 8 \times 11 H11 \times 14 H12 \times 3 D9$$

Шлицевый вал:

$$d - 8 \times 11 a10 \times 14 a11 \times 3 e8.$$

Выбор размеров шлицевых соединений.

При проектировании шлицевых соединений первоначально конструктивно оценивается размер круглого вала, который в дальнейшем просчитывается на прочность с учётом коэффициентов запаса, и уточняется в соответствии со стандартизованными размерами. Полученные шлицевые выступы и впадины во

внутренних углах имеют значительную концентрацию напряжений, поэтому размер шлицевого вала даже по меньшему диаметру всегда больше расчётного круглого вала. По данным [1] это превышение составляет 15...20%. Для собираемости соединения, а также для обеспечения подвижности необходимо предусмотреть радиусы, фаски для создания возможности выхода шлифовального круга при обработке. Спроектированное шлицевое соединение проверяют на смятие и износ (методики этих расчётов приведены в [13], в данном пособии они не приводятся).

2.5. Посадки прямобочных шлицевых соединений

Посадки прямобочных шлицевых соединений выбирают по соответствующим таблицам стандартов, таблицы 11, 12, 13 приложения, в зависимости от выбранного метода центрирования и от характера работы сопряжения.

Далее при выборе посадок можно руководствоваться следующими соображениями. Многие шлицевые соединения по сопрягаемым поверхностям имеют гарантированные зазоры. Чем больше длина осевого перемещения шлицевой втулки и чем чаще имеют место перемещения, тем больше должен быть зазор между опорными поверхностями в сопряжении, необходимый для размещения смазки, компенсации температурных деформаций и погрешностей изготовления деталей. Гарантированные зазоры также устанавливают для обеспечения самоцентрирования втулки относительно вала в тяжело нагруженных и реверсивных передачах. Так, например, в автомобилях имеются неподвижные шлицевые соединения, у которых по центрирующему диаметру назначают посадки с основными отклонениями f, e, d .

При высоких требованиях к точности центрирования стремятся получить наименьшие зазоры по центрирующим диаметрам.

Если точность центрирования не имеет существенного значения, а на первый план выдвигаются требования высокой прочности (особенно при переменных нагрузках и реверсивном движении), то предусматривают, возможно меньшие зазоры между боковыми поверхностями зубьев и впадин. Примером такого соединения является карданное сочленение в автомобилях, где используется центрирование по боковым поверхностям зубьев.

Следует помнить, что вследствие неизбежных перекосов и неточности взаимного расположения шлицев посадки шлицевых соединений как бы смещаются по сравнению с обычными одноименными посадками для гладких цилиндрических соединений в сторону уменьшения зазора или увеличения натяга. Так, например, посадки обеспечивающие скольжение для соединения вал-отверстие, будут уже неподвижными. Учитывая влияние упомянутых погрешностей, можно, например, рекомендовать применение посадок для шлицевых соединений в соответствии с предъявляемыми к ним эксплуатационными требованиями (таблица 7):

2.6. Пример выбора допусков и посадок прямобочных шлицевых соединений.

Ниже приведен типовой пример выбора поверхностей центрирования и посадок прямобочных шлицевых соединений и определения допусков и предельных размеров всех элементов сопряжения с обозначением их на чертежах.

В соответствии с заданием (см. табл 21) рассматриваются следующие характеристики соединения:

Вариант №	Расчетный диаметр круглого вала (d крв)	Соосность	Нагрузки	Твердость шлицевой втулки	Осевая подвижность пары
101	25	Высокая	Средние	Высокая	Высокая

Определить размеры, допуски и предельные размеры всех элементов соединения, построить схемы расположения полей допусков, посадок и дать сборочный шлицевого соединения и рабочий чертежи составляющих элементов.

Решение.

Диаметр по впадинам d шлицевого вала определяется через расчётный диаметр (получен на базе прочностных расчётов и др.) круглого вала

d крв как:

$$d = d_{\text{крв}} + (10 \dots 20)\% = 25 + (10 \dots 20)\% \approx 27,5 \text{ min } \dots 30, \text{max}$$

В силу средней нагруженности выбираем соединения по средней серии, а затем по диаметру d параметры в соответствии с таблицей 9:

диаметры: $d=28\text{мм}$, $D=34\text{ мм}$,

ширина зубьев $b=7$,

число зубьев $z=6$,

радиусы скруглений $r = 0,3\text{ мм}$,

фаски $f = 0,4\text{ мм}$ с предельным отклонением $+0,2\text{ мм}$,

посадочная поверхность «а» не менее $1,70\text{ мм}$,

при занижении диаметра d до d_1 не менее $25,9\text{мм}$.

Учитывая высокие требования к соосности, заключаем, что возможно применения центрирования по диаметрам D , либо d .

Принимая во внимание исходно заданную высокую твёрдость втулки для шлицевого отверстия и затруднённую её обработки, выбираем центрирование по d .

Для варианта центрирования по d предусмотрена 11, в рассматриваемом задании предусмотрена высокая подвижность соединения и поэтому из предложенных в таблице 11 посадок следует выбрать посадку с достаточным зазором. Посадки с зазором предложены следующие: H7/f7, H7/e8, H7/g6, из указанных наибольший зазор будет в H7/e8, что обеспечит высокую смазываемость и подвижность.

Для вспомогательной поверхности «b» выберем также посадку с зазором F8/f7 также по табл. 11.

Характеристики нецентрирующего диаметра D определим по таблице 14, в которой предусмотрена посадка H11/a11.

По полученным данным создадим формулу соединения:

$$d - 6 \times 28 \frac{H7}{e8} \times 34 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{f7}$$

допустима и такая запись:

$$d-6 \times 28H7/e8 \times 34H12/a11 \times 7F8/f7.$$

Выбираем параметры посадок и вычерчиваем расположение полей (рис.5) допусков применяя таблицы 16-18. При создании чертежа применим исполнение 2Б для вала и 1Б для втулки, где предусмотрены радиусы скруглений, фаски, посадочная поверхность «а», d_1 (ранее выписанные).

Отклонения от симметричности в диаметральном выражении принимаем в соответствии с таблицей 15, для IT7, IT8 определено 0,015мм (рис.20).

Проведём проверку правильности указаний отклонения исходно поставленным задачам. Средний зазор посадки центрирующего диаметра d будет

$$S_m = ((ES + EI)/2) - ((es + ei)/2) = ((21 - 0)/2) - ((-40 + (-73))/2) = 67 \text{ мкм}.$$

Положим, что:

а) паз втулки имеет отклонение от оси в радиусном выражении в направлении по часовой стрелке $15/2 = 7,5 \text{ мкм}$ и в тоже время

б) шлиц вала отклонение в радиусном выражении также 7,5 мкм против часовой стрелки, тогда уменьшение зазора при сборке составит 15 мкм, средний зазор же 67 мкм больше. Также и минимальный зазор 40 мкм больше 15 мкм, что гарантированно обеспечивает подвижность соединения.

Можно также для решения воспользоваться таблицей 7 и получить формулу соединения

$$d-6 \times 28 H7/f7 \times 34 H12/a11 \times 17 F10/f9 .$$

в которой для d предусмотрена посадка H7/f7 с меньшим средним зазором $S_m = 41 \text{ мкм}$ (было 66 мкм) и для вспомогательной поверхности b посадка F10/f9 со средним зазором несколько большим $S_m = 73 \text{ мкм}$ (было 44,5 мкм).

Необходимо заметить, что зазоры отличаются не существенно и поэтому можно

при выборе пользоваться любым и подходов. Следует отметить также, что H7/f7 относится к предпочтительным. Для параметра b предпочтительной будет D9/js7, но здесь зазоры не велики и могут оказаться на уровне отклонений формы, а это приведёт к ухудшению подвижности. Полученное соединение удовлетворяет условиям высокой соосности, подвижности в осевом направлении, при средней нагруженности.

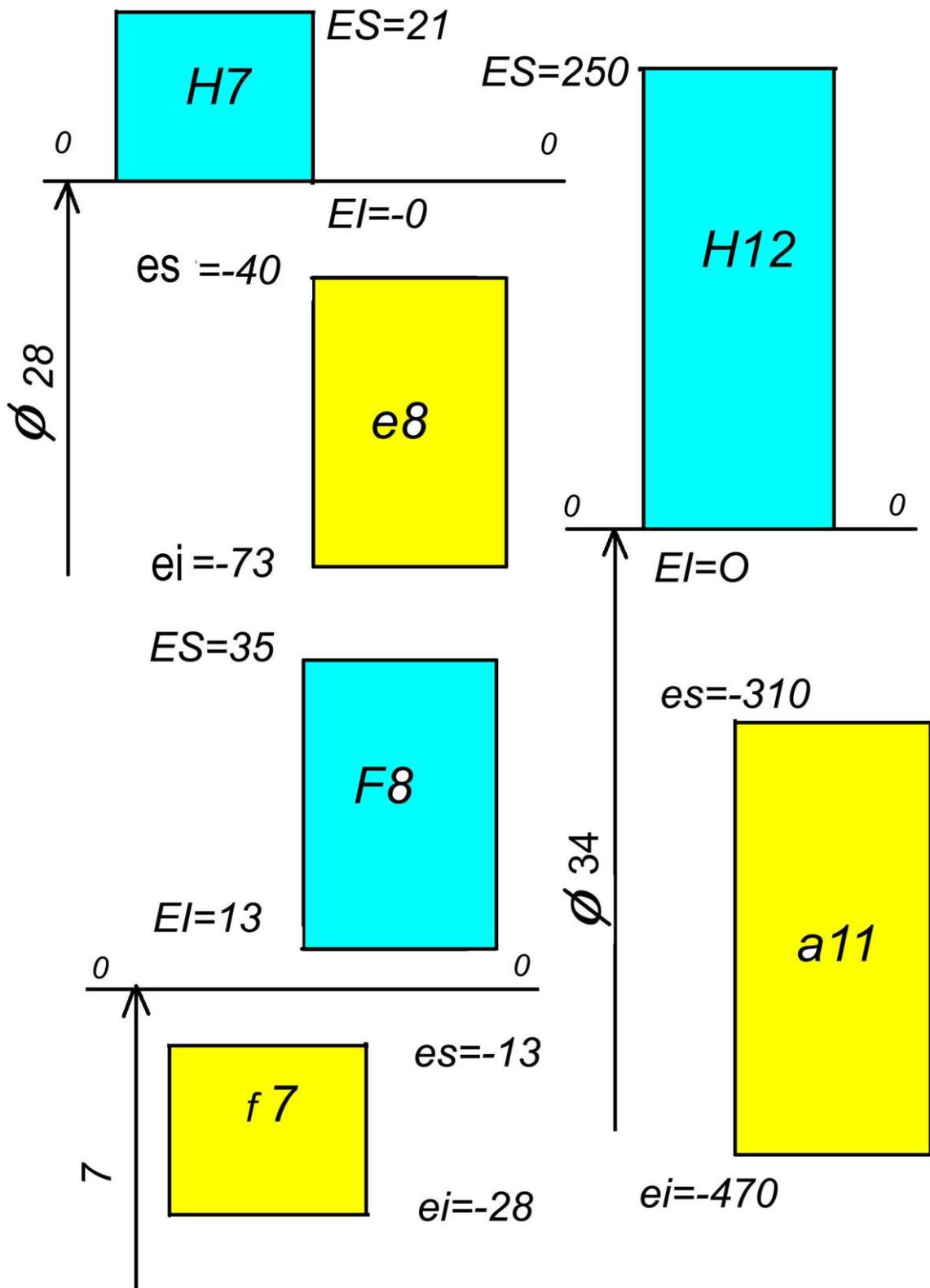


Рисунок 5. Схема расположения полей допусков для соединения: $d - 6 \times 28H7/e8 \times 34H12/a11 \times 7F8/f7$.

По таблицам определяем предельные отклонения.

Диаметры шлицевого отверстия: $28H7^{(+0,021)}$; $34H12^{(+0,250)}$.

Диаметры шлицевого вала: $28e8^{(-0,040)}$; $34a11^{(-0,310)}$.

Ширина впадин шлицевого отверстия: $7F8^{(+0,035)}$.

Толщина зубьев шлицевого вала: $7f7^{(-0,013)}$.

Схема расположения полей допусков приведена на **рис.5**. Сборочный чертеж шлицевого соединения и рабочие чертежи шлицевого вала и отверстия показаны **на рис. 6**. Простановка допусков и посадок шлицевого соединения на сборочном и рабочих чертежах шлицевого вала и отверстия также показана **на рис. 20**.

Можно также, провести выбор параметров прямобоочного шлицевого соединения с применением алгоритма, показанного в **таблице 23**.

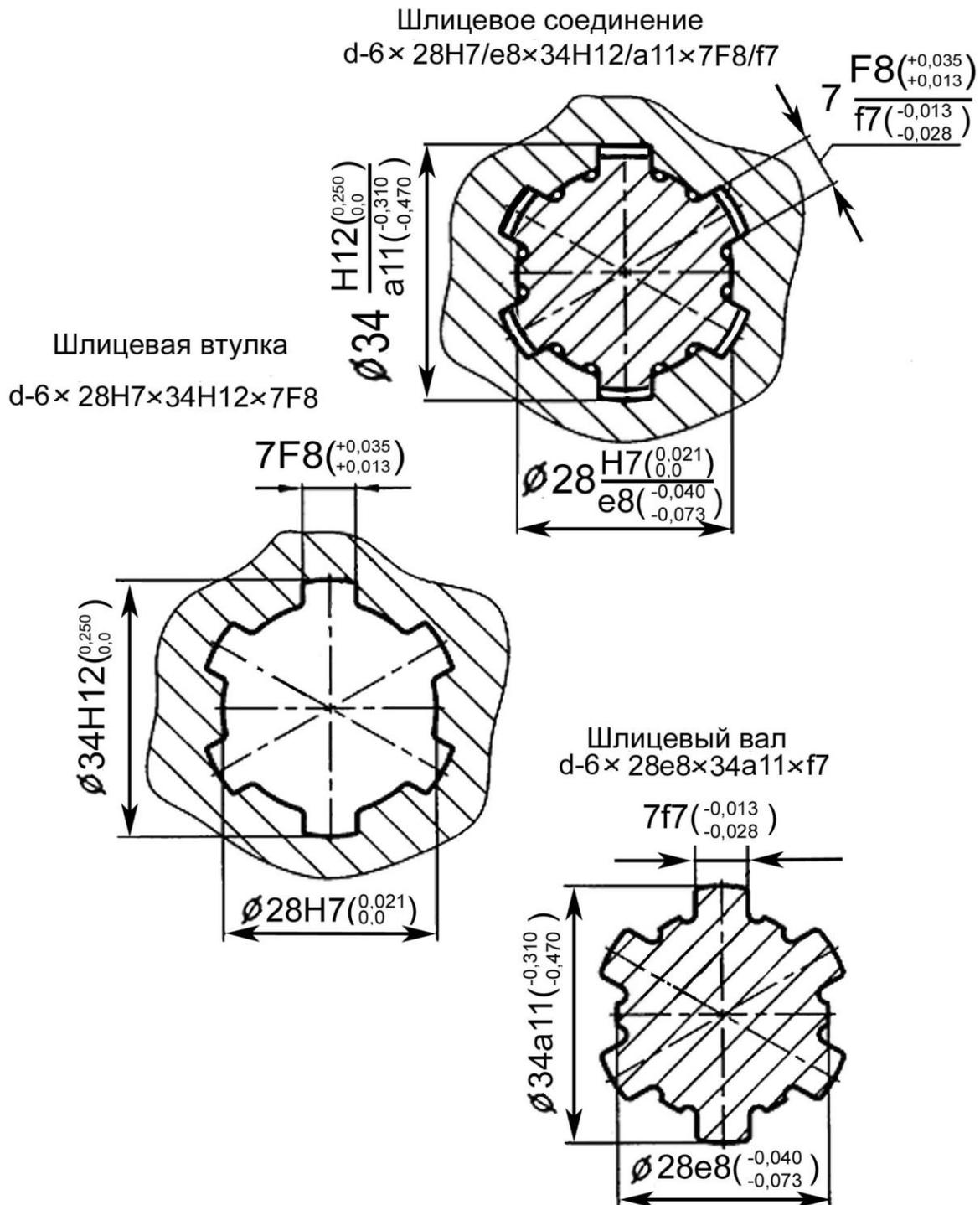


Рисунок 6. Чертежи шлицевого соединения
d -6 × 28H7/e8 × 34H11/a11 × 7F8/f7.

2.7. Контроль прямобочных шлицевых соединений

Для прямобочных шлицевых соединений, несмотря на сложность геометрической формы втулки и вала, нормируется практически одно отклонение от симметричности боковых сторон зубьев (шлицев). Нормирование только одного показателя отклонения расположения связано, с тем, что основным средством контроля деталей шлицевого соединения (вала и втулки) является комплексный (проходной) калибр, выявляющий возможность сборки этих элементов. В стандарте на эти калибры установлены требования на расположение элементов шлицевого сопряжения.

Допуск симметричности нормируется в зависимости от ширины зуба (шлица) и устанавливается значениями от 0,010 до 0,018 мм (табл.15).

Установившаяся во всем мире система контроля шлицевых деталей с помощью калибров нашла отражение не только указанием об этом в стандарте, нормирующим точностные данные для шлицевого соединения, но и на дополнительные требования еще к параметру отклонения расположения. В стандарте указано, что если шлицевая деталь контролируется калибром, длина которого меньше длины детали, то дополнительно нормируются требования к отклонению от параллельности сторон зубьев (пазов) вала и втулки относительно оси центрирующей поверхности. Отклонение от параллельности задается на длине 100 мм значением 0,03 мм при допусках на ширину шлицев от IT6 до IT8 и 0,05 мм при допусках IT9 и IT10.

2.8.1 Контроль прямобочного шлицевого отверстия

Для контроля прямобочного шлицевого отверстия (втулки) используются:

1. Комплексный калибр-пробка проходной (рис. 7, а). Этот калибр имеет контур, обратный контуру шлицевого прямобочного отверстия, его изготавливают с наименьшими предельными размерами параметров D , d и b . В шлицевом отверстии этот калибр контролирует одновременно наименьшие размеры этих параметров и их соосность, а также симметричность пазов, их шаг по окружности и параллельность боковых поверхностей пазов отверстия их осям симметрии.
2. Поэлементный калибр-пробка неполный непроходной для контроля ширины паза b (рис. 7, б).
3. Поэлементный калибр-пробка неполный непроходной (рис. 7, в) для контроля параметра D .
4. Поэлементный калибр-пробка полный непроходной для контроля параметра d (рис. 4, з).

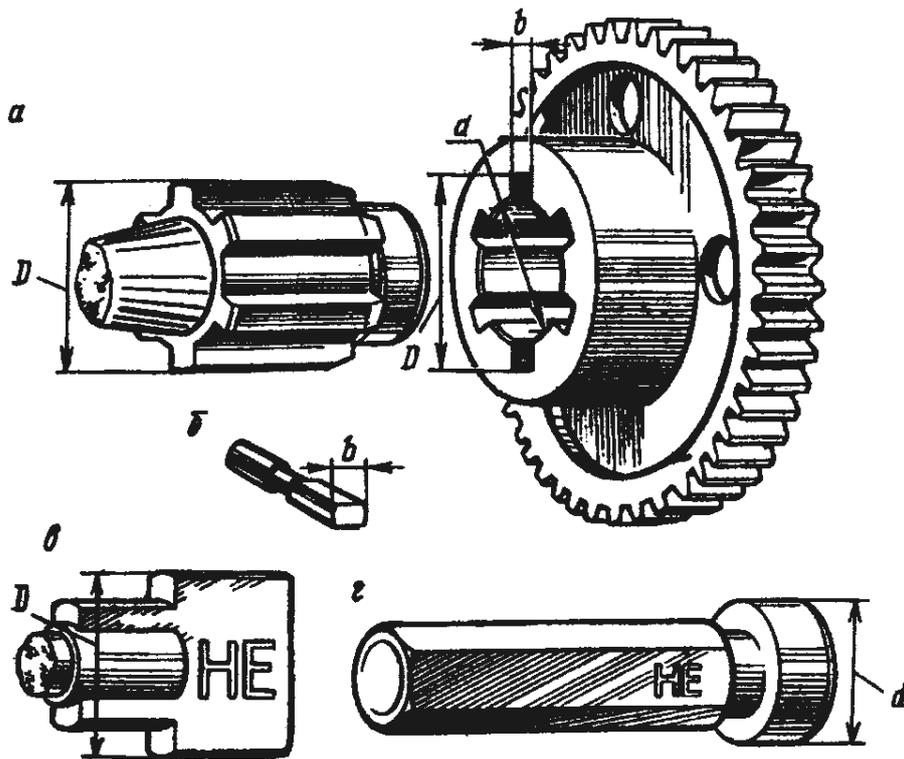


Рисунок 7. Калибры-пробки для контроля шлицевого прямобочного отверстия:
a – комплексный проходной; *б* – неполный непроходной для контроля ширины пазов *b*;
в – неполный непроходной для контроля параметра *D*; *г* – полный гладкий непроходной для контроля параметра *d*

Шлицевое прямобочное отверстие (втулку) признают годным, если комплексный калибр-пробка входит в него, а ни одна из поэлементных пробок не проходит в размеры *D*, *b* и *d*. Это означает, что каждый параметр не выходит за свои верхние предельные размеры

2.8.2 Контроль шлицевого прямобочного вала

Для контроля шлицевого прямобочного вала используются:

1. Комплексный калибр-кольцо проходной (рис. 8а). Этот калибр имеет контур, обратный контуру шлицевого прямобочного вала; он изготовлен с наибольшими предельными размерами параметров *D*, *d*, *b*; на шлицевом прямобочном валу этот калибр контролирует одновременно наибольшие предельные размеры этих параметров и соосность их окружностей, а также симметричность шлицев, их шаг по окружности и параллельность боковых поверхностей шлицев их осям симметрии. На вал этот калибр-кольцо должен проходить по всей длине шлицевой поверхности.
2. Поэлементный калибр-скоба непроходной для контроля *D* шлицевого вала.
3. Поэлементный калибр-скоба непроходной для контроля *d* шлицевого вала (рис. 8 в).
4. Поэлементный калибр-скоба непроходной для контроля толщины *b* шлицевого вала (рис. 8г).

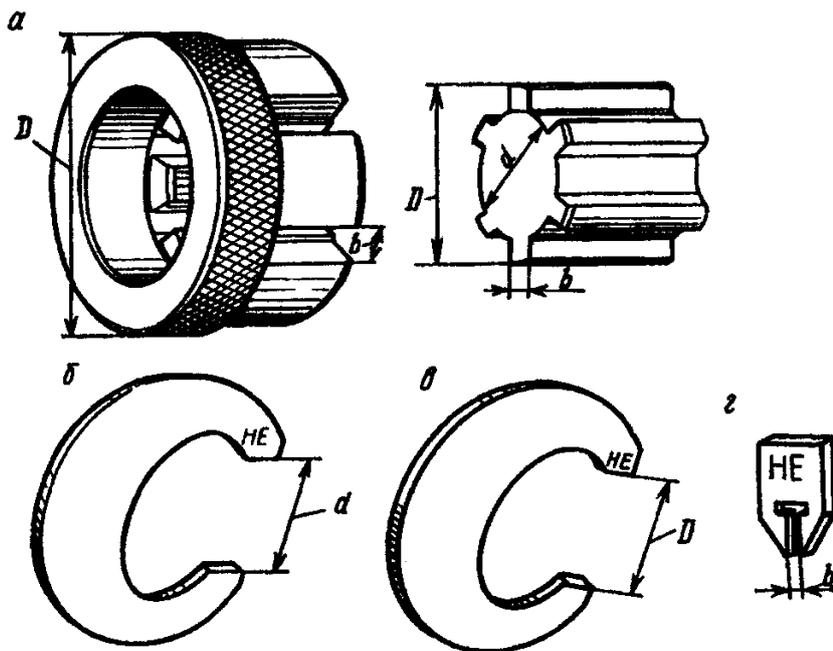


Рисунок 8. Калибры для контроля шлицевого прямобочного вала:
a – комплексный калибр-кольцо проходкой; *б* – калибр-скоба непроходной для контроля параметра *D*; *в* – калибр-скоба непроходной для контроля параметра *d*;
г – калибр-скоба непроходной для контроля толщины шлица *b*

Шлицевой вал с прямобочным профилем признается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит по всей длине его поверхности, а поэлементные калибры-скобы не проходят на размеры *D*, *d* и *b*.

На рисунке 9 представлен полный комплект калибров для контроля прямобочного шлицевого соединения.

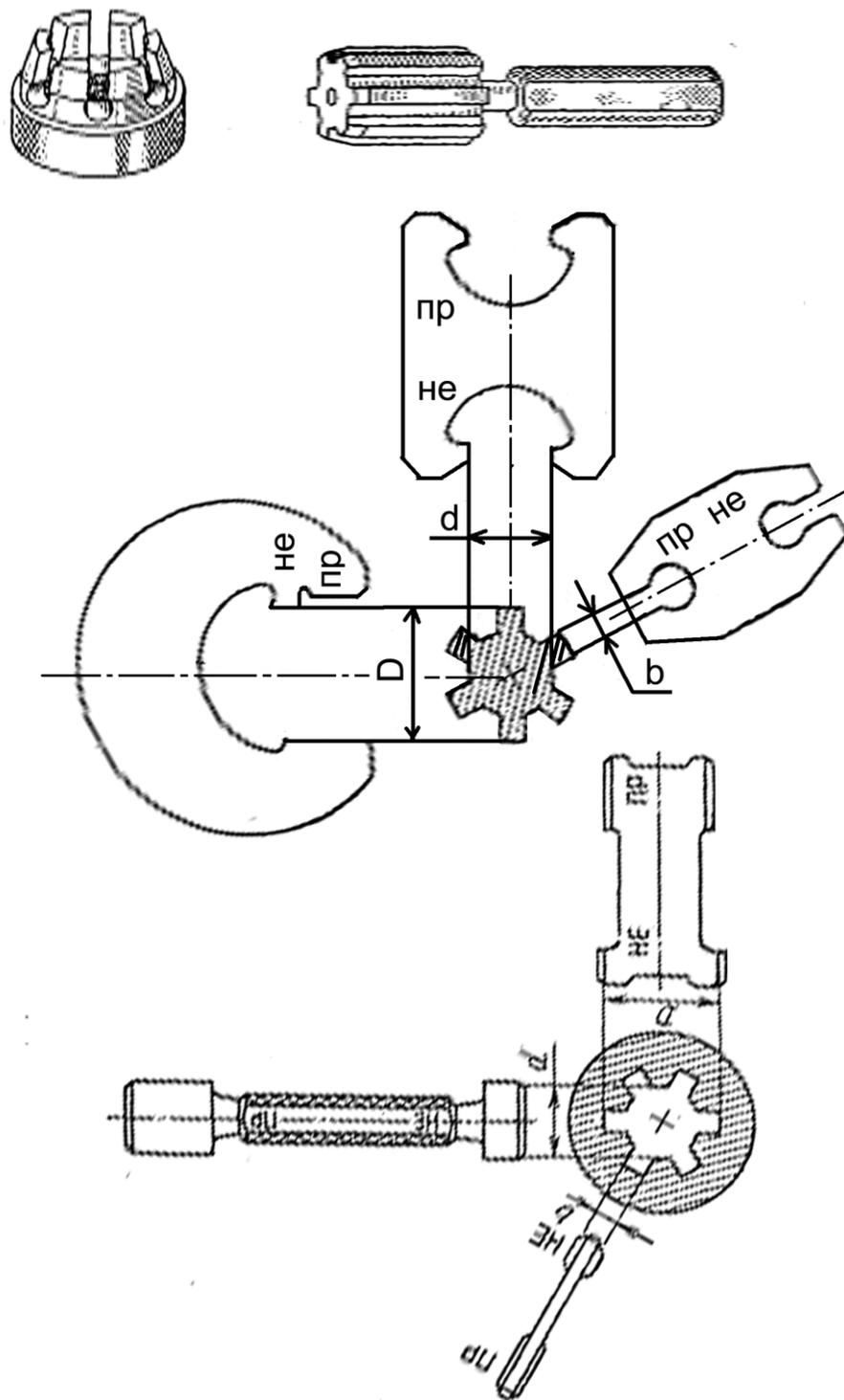


Рисунок 9. Полный комплект калибров для контроля прямобочного шлицевого вала и отверстия.

В приложении на рисунках 19,20 и 21 приведены варианты графического оформления данного раздела курсовой работы "Шлицевые соединения", выполненный на формате А3.

3. ЭВЛЬВЕНТНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Назначение и применение

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба имеют то же назначение, что и прямобочные, но обладают рядом преимуществ: технологичностью; повышенной прочностью и передают большие крутящие моменты при аналогичных геометрических параметрах. Эвольвентные шлицевые соединения, особенно в тяжелонагруженных механизмах, вытесняют шлицевые прямобочные соединения. Это объясняется повышенной прочностью зубьев эвольвентных шлицевых валов, более высокой технологичностью их изготовления (при заданном модуле шлицы любого размера вала нарезают с помощью одной червячной фрезы) и высокой точностью центрирования шлицевых соединений. Шлицевые валы и втулки эвольвентных шлицевых соединений отличаются формой и размерами зубьев и впадин от аналогичных валов и втулок прямобочных шлицевых соединений. Боковые поверхности зубьев и впадин выполнены по кривой, называемой эвольвентой, подобно профилю зубьев зубчатых колес.

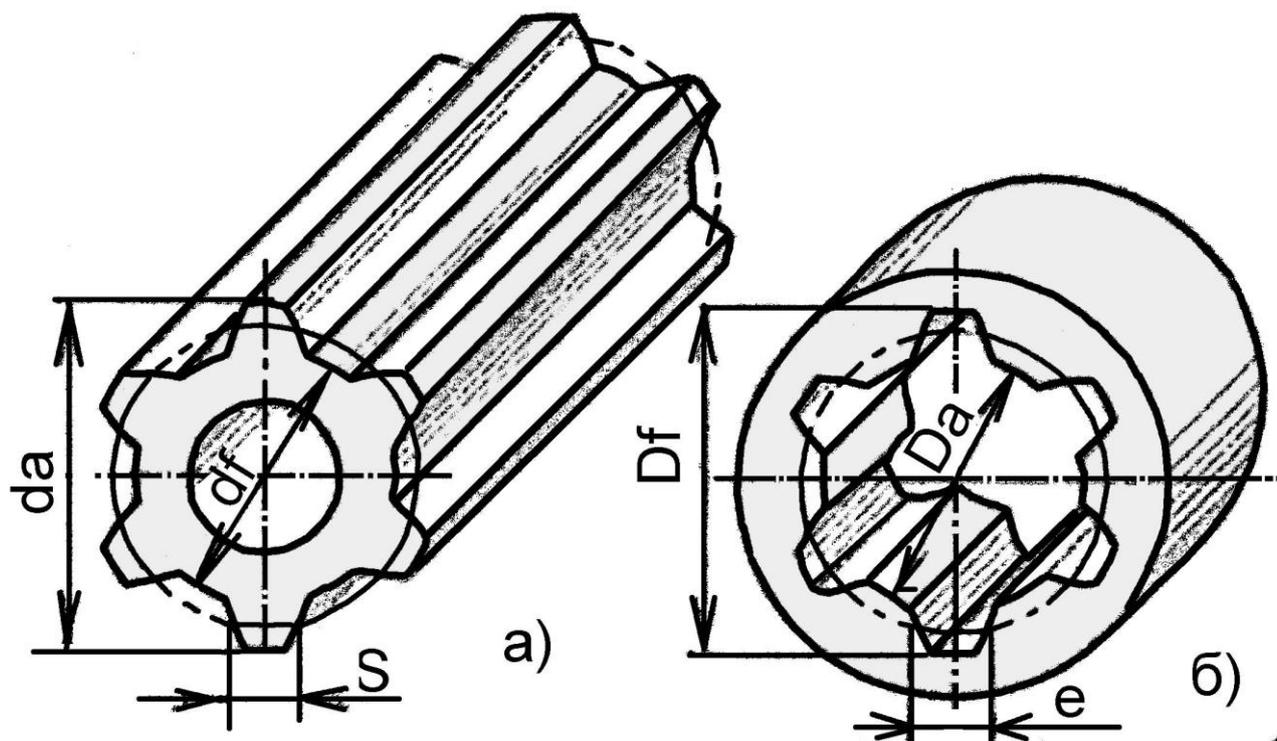


Рисунок 10. Эвольвентные шлицевые: а-вал, б-втулка

3.2. Геометрические характеристики

Профиль зубьев очерчивается окружностью выступов и впадин. Для вала (рис. 10, а) диаметр окружности вершин зубьев обозначают d_a , а диаметр окружности впадин d_f . Для втулки (рис. 10, б) диаметр окружности впадин обозначают D_f , а диаметр окружности вершин зубьев $-D_a$.

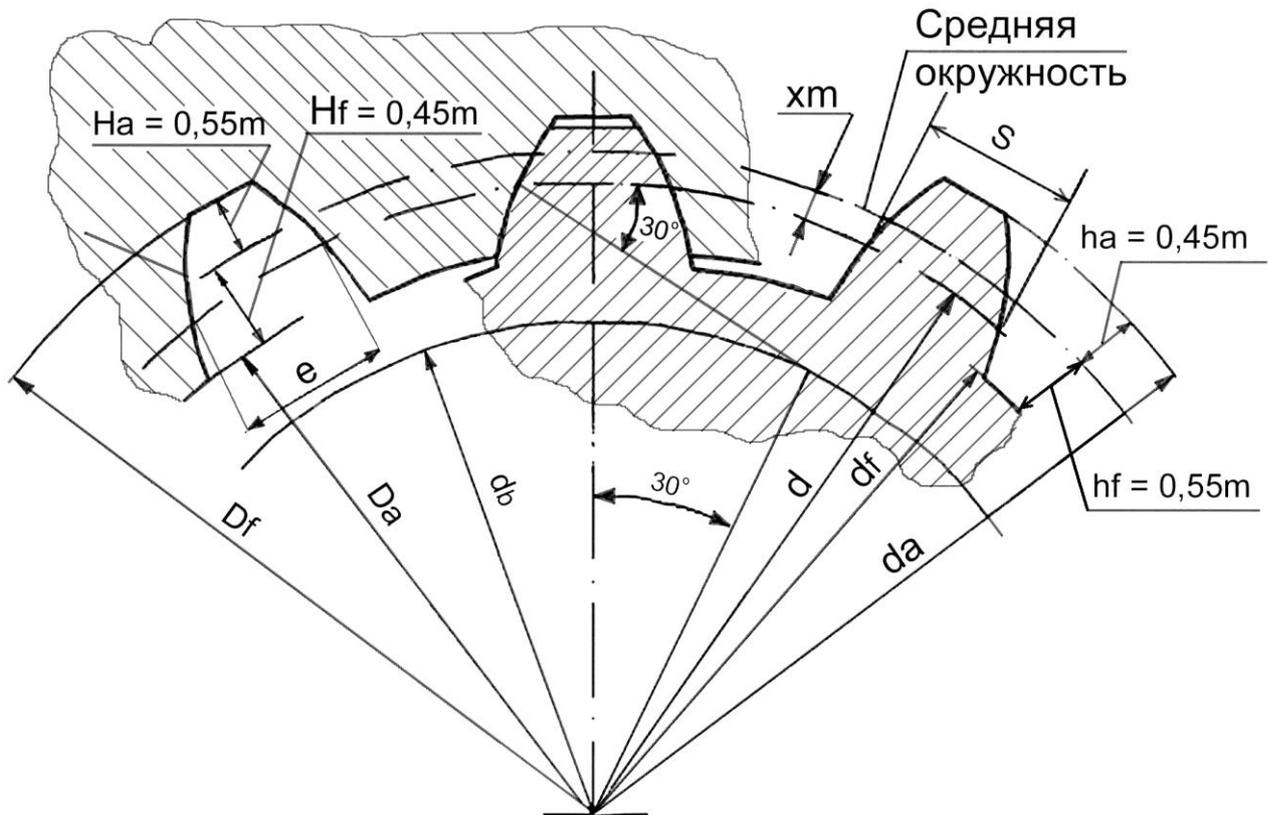


Рисунок 11. Параметры эвольвентного шлицевого соединения

Важной размерной характеристикой зубьев вала и втулки являются толщина s зуба вала и ширина впадины e втулки, определяемые по делительной окружности диаметром d . Диаметр делительной окружности выражается через число зубьев z и модуль m ($d = mz$). За номинальный диаметр соединения принимают наружный диаметр D . Геометрические характеристики соединения определяются по зависимостям показаны на рис. 11,12,13 и определены в табл.1.

3.3. Центрирование и посадки

Эвольвентные шлицевые соединения чаще центрируют по наружному диаметру D (рис 12) и по боковым поверхностям зубьев $s = e$ (рис 13). Допускается центрирование по внутреннему диаметру. Форма дна впадины вала и втулки может быть как закругленной (см. рис 13), так и плоской (рис 12). Размерные ряды шлицевых эвольвентных соединений (номинальные диаметры D , модули и числа зубьев z) приведены в [8]. Выборка наиболее часто применяемых D , m и z приведены в

таблице 2, где предпочтительные выделены жирным шрифтом. Посадки по нецентрирующим диаметрам установлены только при плоской форме диаметра впадины (табл 3). В случае закругленной формы дна впадины при центрировании как по наружному диаметру D , так и по боковым поверхностям зубьев $s=e$ на размер d_f поле допуска не назначают; размер d_f ограничивают его наибольшим значением d_{fmax} (для исключения возможного защемления вершин зубьев втулки во впадинах вала). Допуск для диаметра D_f окружности впадин втулки также не предусмотрен; размер диаметра D_f ограничен наименьшим значением. Поля допусков и посадки шлицевых эвольвентных соединений даны в табл. 3,4,5 и показаны на рис.14,15.

Таблица 1. Параметры шлицевого эвольвентного соединения

Параметр	Обозначение	Зависимость
Диаметр делительной окружности	d	$d = mz$
Делительный окружной шаг	p	$P = \pi m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала (впадины втулки)	$s(e)$	$s = e = 0,5\pi m + 2x m \operatorname{tg} \alpha$
Смещение исходного контура	xm	$xm = 0,5 [D - m(z + 1)]$
Номинальный диаметр окружности впадин втулки	D_f	$D_f = D$
Номинальный диаметр окружности вершин зубьев втулки	D_a	$D_a = D - 2m$
Номинальный диаметр окружности впадин вала	d_f	$d_{fmax} = D - 2,2m$
Номинальный диаметр окружности вершин зубьев вала: при центрировании по боковым поверхностям зубьев	d_a	$d_a = D - 0,2m$ $d_a = D$

Центрирование по
наружному диаметру

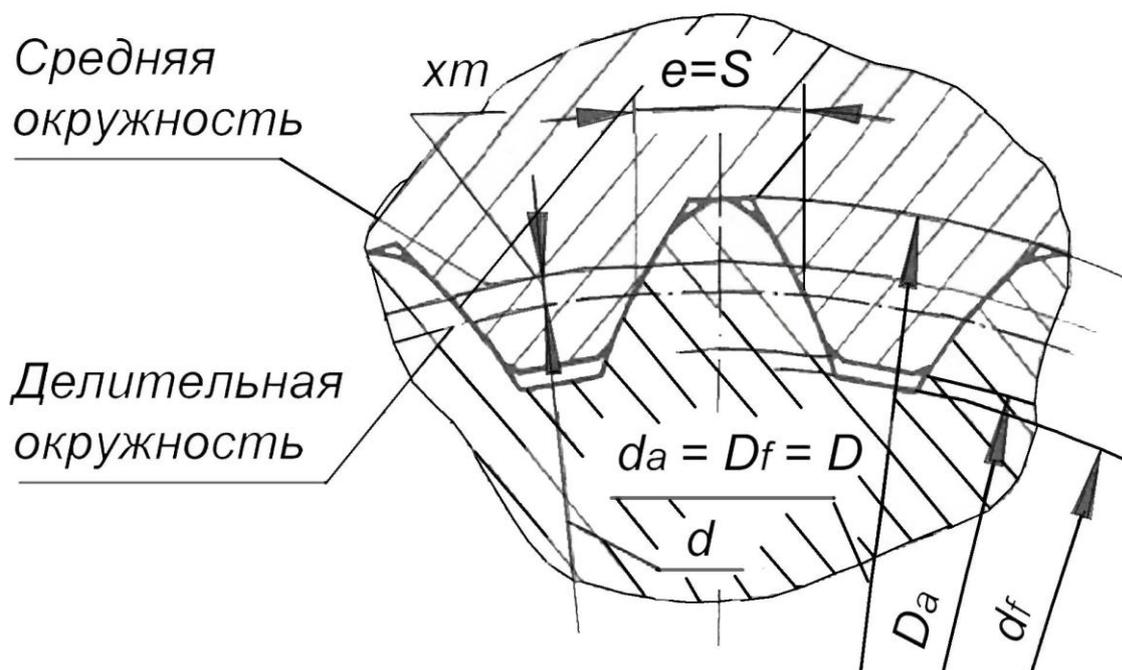


Рисунок 12. Центрирование по наружному диаметру ШЭС.

Центрирование по боковым
поверхностям зубьев

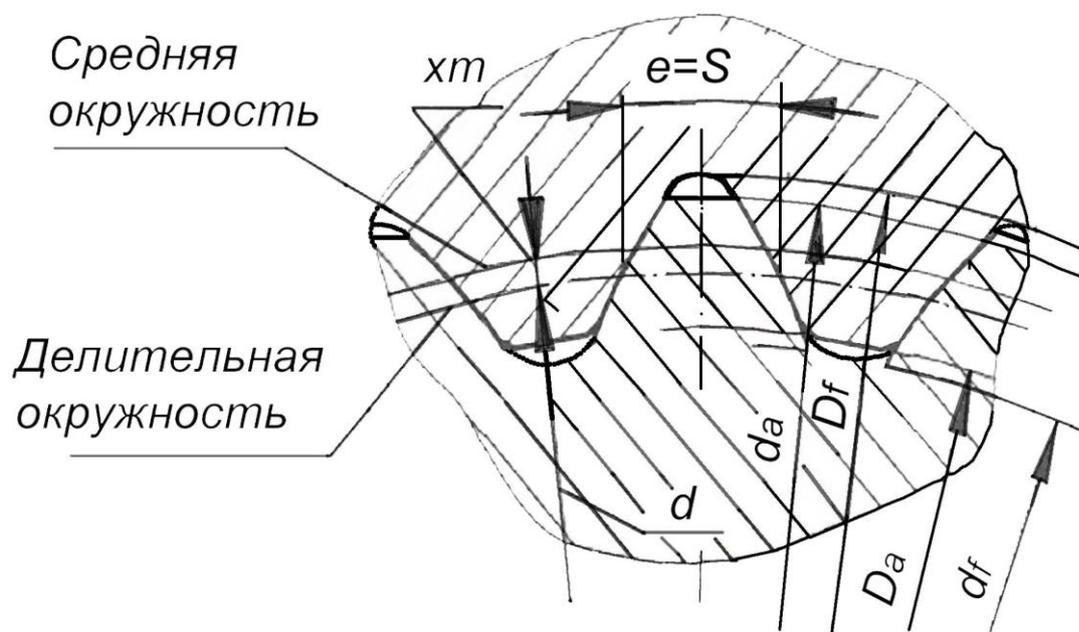


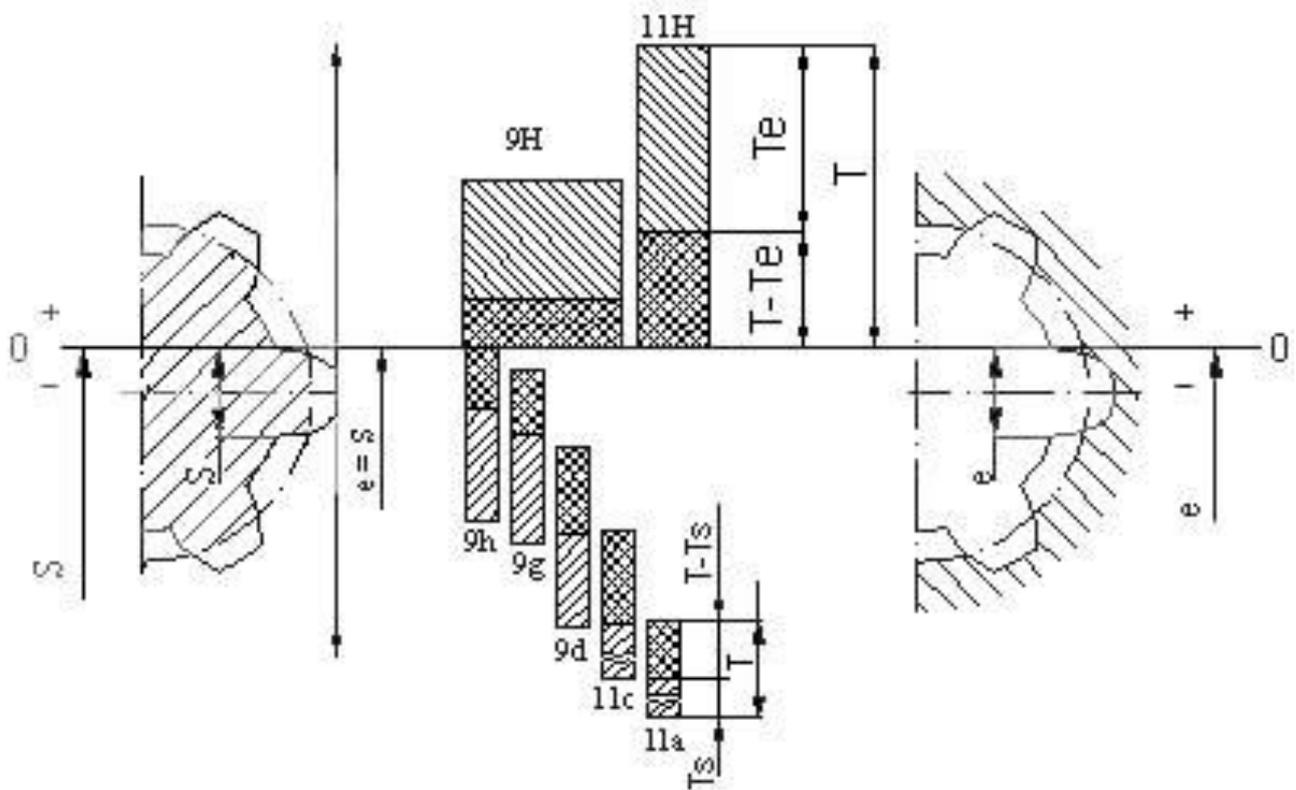
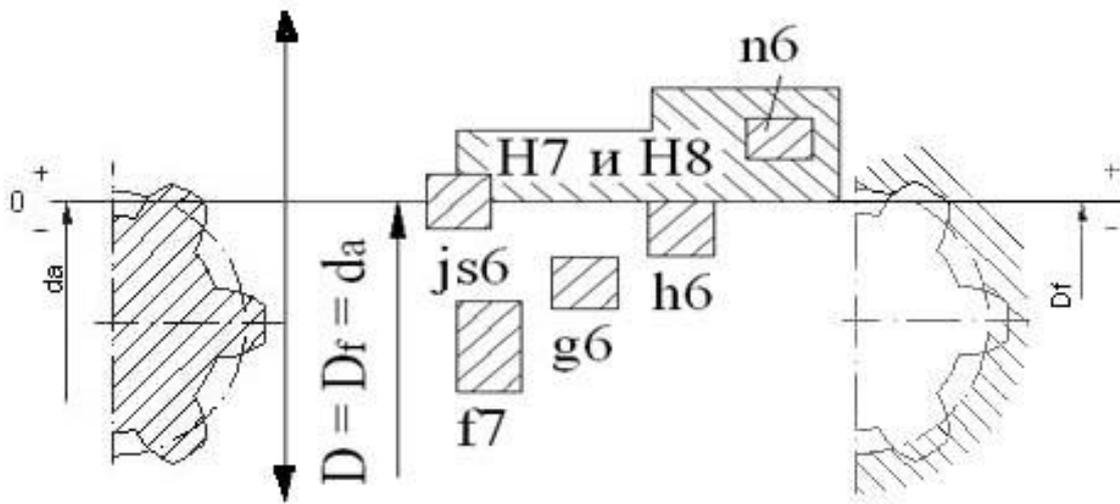
Рисунок 13. Центрирование по боковым сторонам ШЭС.

Таблица 2. Номинальные значения основных параметров эвольвентных шлицевых соединений (1-го ряда, часто применяемые)

Модуль, мм	Номинальный диаметр D, мм													
	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
	Число зубьев z													
0.8	20	23	30	36	42	48	55	60	66	74				
1.25	12	14	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58	62
2	7	8	11	13	16	18	21	24	26	28	31	34	36	
3			7	8	10	12	13	15	17	18	20	22	24	25
5						6	7	8	9	10	11	12	13	14

Таблица 3. Посадки при центрировании по наружному диаметру $D_f = da$

Размер	Поля допусков при форме дна впадины		Посадки при форме дна впадины	
	плоской	закруглённой	плоской	закруглённой
D_f	H7 (1-й ряд) H8 (2-й ряд)		<i>H7 / n6</i> <i>H7 / h6</i> <i>H7 / g6</i> <i>H7 / f7</i> H7 / js6	H8/n6 H8/h6 H8/g6 H8/f7
da	n6; h6; g6; f7 (для 1-го и 2-го рядов) js6 (только для 1-го ряда)			
e	9H и 11H		9H/9h ; 9h/9g ; 9H/9d ; 11H/11c ; 11H/11a	
s	9h; 9g; 9d; 11c; 11a			
Da	H11	H11	H11/h16	-
df	H16	$df \max = D - 2,2m$		



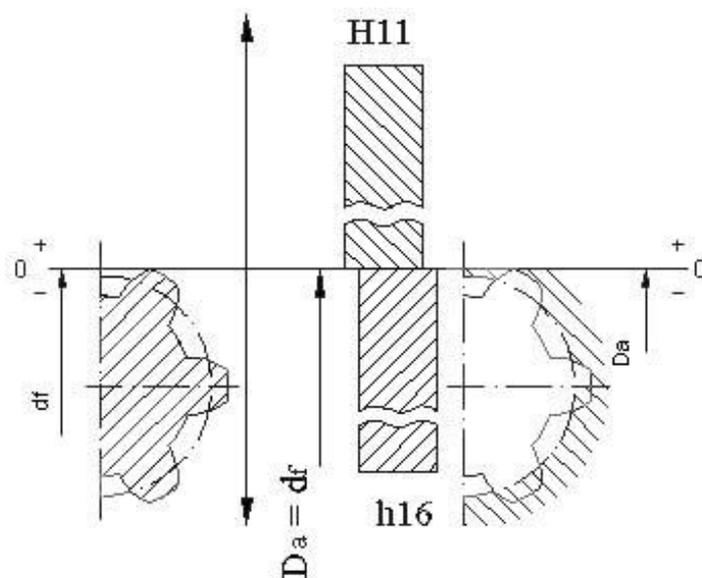


Рисунок 14. Посадки при центрировании по $Df=da$

Таблица 4. Посадки при центрировании по боковым поверхностям $s = e$

Размер	Поля допусков при форме дна впадины		Посадки при форме дна впадины	
	плоской	закруглённой	плоской	закруглённой
e	7H 9H и 11H		7H/7n ; 7H/7h; 7H/8p; 7H/8k; 7H/9r; 9H/7f ; 9H/8k; 9H/8f ; 9H/9g 9H/9h ; 11H/10d;	
s	7n; 7h; 7f; 8p; 8k; 8f ; 9r; 9h; 9g; 10d;			
Df	H16	$Df \min = D$	H16/d9; H16/h12	-
da	d9; h12	d9; h12		
Da	H11	H11	H11/h16	-
df	h16	$df \max = D - 2,2m$		

На ширину e впадины втулки и толщину зуба s допуски установлены не по квалитетам, а по степеням точности, обозначаемым цифрами в порядке убывания точности: 7, 9 и 11 (для толщины зуба s вала дополнительно предусмотрены 8-я и 10-я степени точности). Чтобы отличить поле допуска по квалитету от поля допуска по степени точности, при условном обозначении поля допуска степень точности указывают левее основного отклонения, например 7H, 9h и т. д.

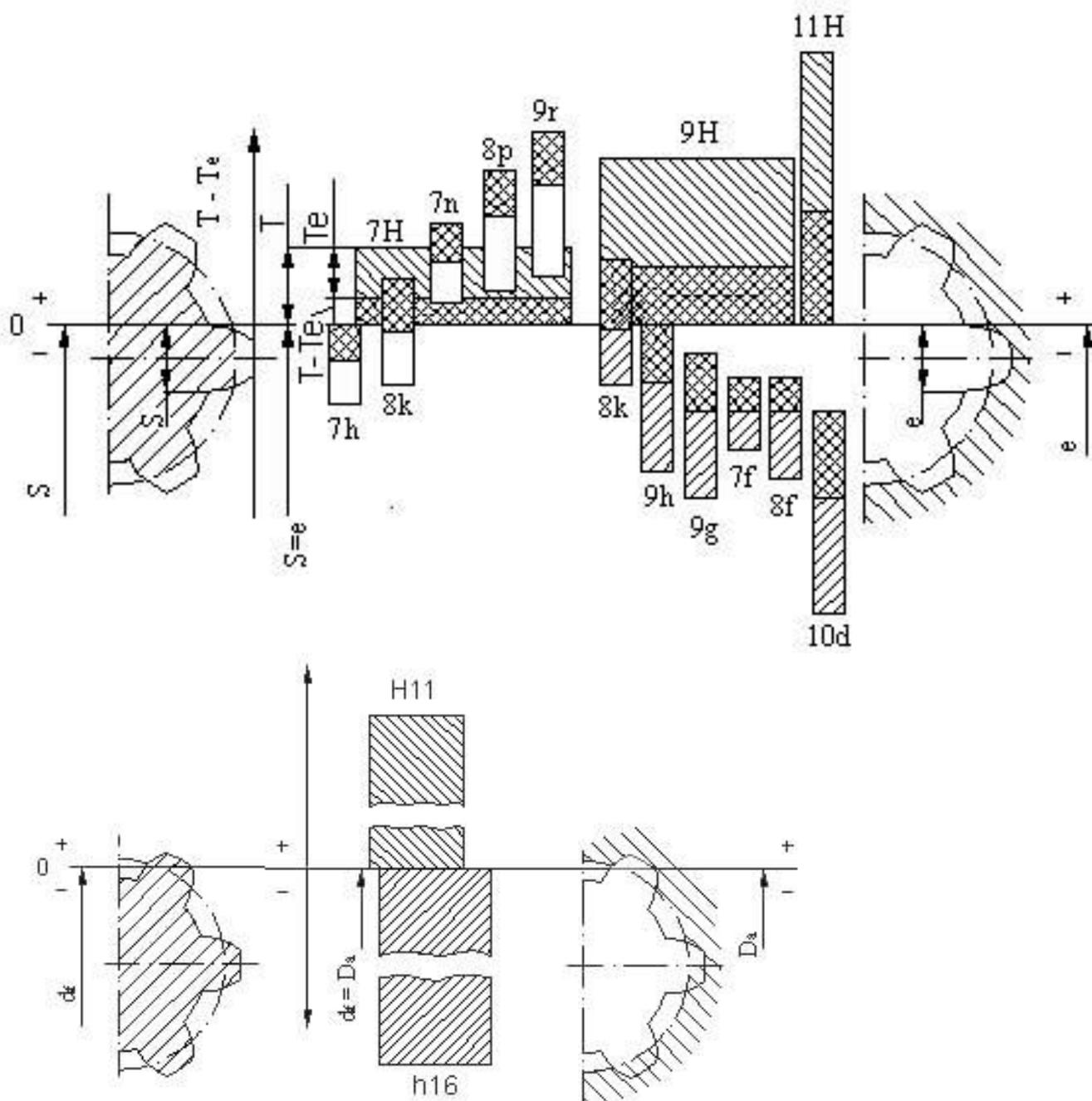
Верхнее и нижнее отклонения ширины впадины e втулки или толщины зуба s вычисляются по зависимостям табл. 1 и даны в Гост 6033-80.

Отклонения отсчитывают от номинального размера $s = e$ по дуге делительной окружности d . На сборку шлицевых эвольвентных соединений влияют

отклонения формы и расположения поверхностей, поэтому для обеспечения сборки стандартом установлен суммарный допуск T (см. рис. 7), состоящий из двух допусков: допуска $T_s(T_e)$ собственно на размер s (e) и допуска $T - T_s$ ($T - T_e$) формы и расположения элементов профиля зуба вала (соответственно профиля впадины втулки). Поле допуска $T - T_s$ на рис. 16 заштриховано накрест.

Вследствие того, что допуск T , по толщине зуба вала и ширине впадины втулки состоит из двух частей, стандарт, для каждого поля, содержит три отклонения:

- основное (суммарное), обозначенное es для вала и EI для втулки
- верхнее es и нижнее ei - для вала
- и соответственно ES и EI - для втулки (см. табл.6).



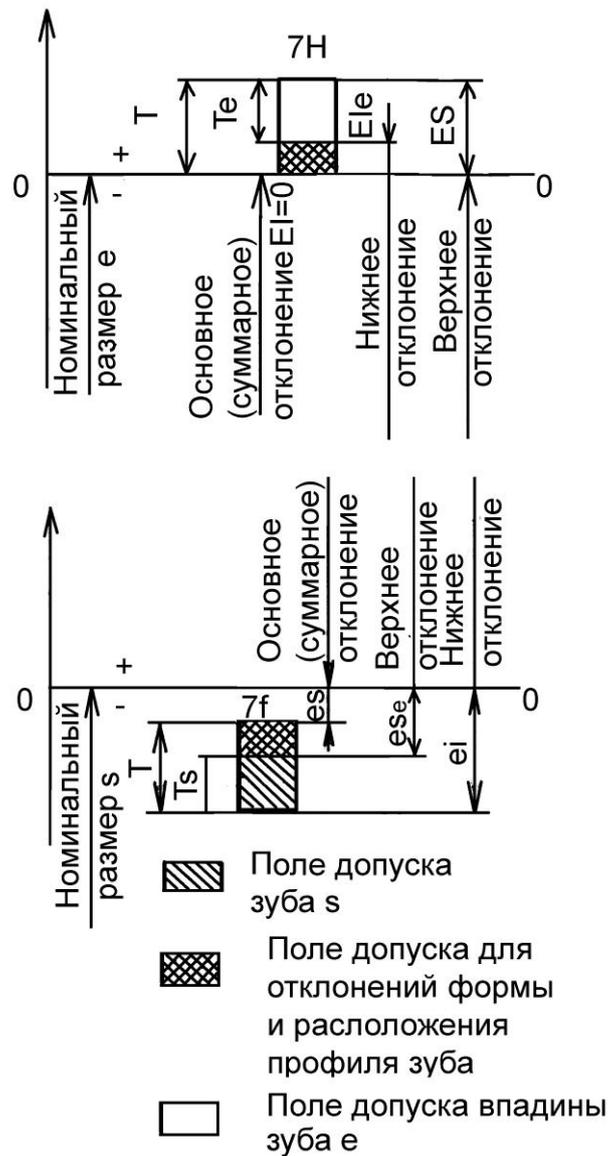


Рисунок 16. Расположение полей допусков толщины зуба s и ширины впадины e эвольвентного шлицевого соединения.

3.4. Обозначение шлицевых эвольвентных соединений.

Варианты условных обозначений эвольвентных шлицевых соединений на чертежах показаны на **рис 17**.

Центрирование по боковым сторонам

$$65 \times 3 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80 \quad \text{здесь: } D=65, m=3$$

для шлицевой втулки: $65 \times 3 \times 9H \text{ ГОСТ } 6033-80$

для шлицевого вала: $65 \times 3 \times 9g \text{ ГОСТ } 6033-80$

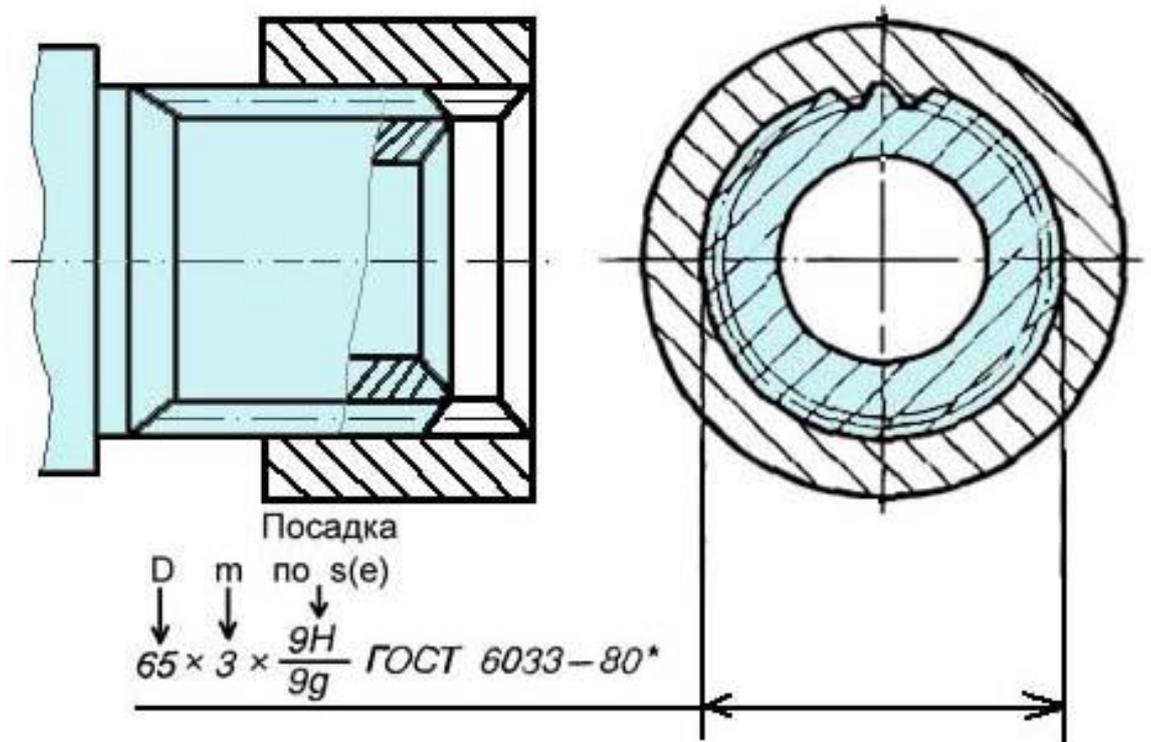


Рисунок 17. Шлицевое эвольвентное соединение при центрировании по боковым сторонам зубьев.

Шлицевое эвольвентное соединение с $D = 65$ мм; $m = 3$ мм, при центрировании по боковым сторонам зубьев с посадкой $9H/9g$.

Центрирование по наружному диаметру:

$$65 \times \frac{H7}{g6} \times 3 \text{ ГОСТ } 6033-80$$

здесь: $D=65$, $m=3$, центрированием по наружному диаметру с посадкой $H7/g6$ по

диаметру D , и посадками: $\frac{9H}{9g}$ по боковым сторонам, а также $H11 / h16$ по

сопряжению Da/df , в соответствии с **табл. 3.**

Центрирование по внутреннему диаметру:

$$i65 \times 3 \times \frac{H7}{g6} \text{ ГОСТ } 6033-80$$

здесь: $D=65$, $m=3$, центрирование по внутреннему диаметру с посадкой $H7/g6$, посадки остальных поверхностей предусмотрены в **табл.5.**

Предельные значения радиального биения должны соответствовать значениям

табл...., а ориентировочно это половина суммарного допуска T (т.е. $Fr = 0,5 T$).

3.5. Пример выбора параметров эвольвентного шлицевого соединения.

Для подвижного шлицевого соединения $D = 50$ мм, с модулем $m = 2$ мм, без повышенных требований к соосности, выбрать геометрические параметры, определить предельные размеры вала и втулки, представить схему расположения полей допусков с оценкой предельных зазоров.

Принимаем центрирование шлицевого соединения по боковым поверхностям зубьев. По номинальному (исходному) диаметру соединения $D = 50$ мм и модулю $m = 2$ мм, по табл. 2 определяем число зубьев $z = 24$.

Геометрические параметры получаем в соответствии с табл. 1, где:

для вала толщина зуба по делительной окружности

$$s = (\pi/2) m + 2 X_m \operatorname{tg} \alpha,$$

здесь смещение исходного контура будет:

$$X_m = 0.5(D - m z - 1.1 m)$$

$$X_m = 0.5 \cdot (50 - 2 \cdot 24 - 1.1 \cdot 2) = -0,1 \text{ мм}$$

Теперь:

$$s = (3,1415/2) \cdot 2 + 2 \cdot (-0,1) \cdot 0,5773$$

$$s = 3,1415 + (-0,11547) = 3,026 \text{ мм}$$

для шлицевой втулки ширина впадины по делительной окружности

$$s = e = 3,026 \text{ мм}$$

диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_a = d - 0,2m$$

$$d_a = 50 - 0,2 \cdot 2 = 49,6 \text{ мм.}$$

диаметр окружности вершин зубьев втулки

$$D_a = D - 2m$$

$$D_a = 50 - 2 \cdot 2 = 46 \text{ мм.}$$

Диаметр делительной окружности вычисляем

$$d = mz = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм.}$$

Принимаем плоскую форму дна впадины и согласно примечанию к табл. 4. определяем, диаметр окружности впадин вала

$$d_{f \max} = D - 2,2m = 50 - 2,2 \cdot 2 = 45,6 \text{ мм}$$

Диаметр окружности впадины втулки будет

$$D_f = D = 50 \text{ мм.}$$

Учитывая заказанную подвижность соединения выбираем посадки с зазорами. на каждый размер шлицевых деталей по табл.4.

Для центрирования по боковым сторонам предусмотрены предпочтительные посадки 9H/9h и 9H/9g, больший зазор у 9H/9g, её принимаем и получаем формулу соединения.

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ } 6033-80$$

По **таблице приложения 22** выписываем параметры, для шлицевой втулки с полем 9H при $D = 50$ мм, и модуля $m = 2$ мм, $ES=+71$, $ESe=+26$, $EI=0$, для шлицевого вала с полем 9g: $es=-11$, $ese=-37$, $ei=-82$.

Для большего диаметра примем посадку H16/d9 по **таблице 4**. Параметры шлицевой втулки по $Df=50$, будут определены по таблицам приложения: $EI=0$, $ES=+1600$, шлицевого вала по $da=49,6$, $es=-80$, $ei=-142$.

Для меньшего диаметра по **табл. 4** принимаем посадку H11/h16 определяя характеристики по таблицам допусков и посадок, приложения. Параметры шлицевой втулки при $Da=46$, будут $EI=0$, $ES=+160$, шлицевого вала при $df=45,6$, $es=0$, $ei=-1600$ мкм,

По полученным значениям отклонений не трудно получить предельные размеры поверхностей соединения. Результаты удобно представить в виде таблицы **табл.6**. Подсчитываем предельные размеры и допуски, занося в таблицу.

Таблица 6. Результаты.

Параметр мм	Поле допуска	Предельные отклонения мкм			Предельные размеры мм		Допуск мм
		ES (es)	ESe (ese)	EI (ei)	max	min	
Шлицевый вал							
$s=3,026$	9g	-11	-37	-82	2,989	2,944	0,045
$da=49,6$	d9	-80	-	-142	49,520	49,458	0,062
$df=45,6$	h16	0	-	-1600	45,6	44,0	1,6
Шлицевая втулка							
$e=3,026$	9H	+71	+26	0	3,097	3,052	0,045
$Df=50$	H16	+1600	-	0	51,6	50,0	1,6
$Da=46$	H11	+160	-	0	46,16	46,0	0,16

Схемы расположения полей допусков изображены на рис.9.

Определяем наибольший S_{max} и наименьший S_{min} зазоры для посадки 9H/9g по боковым поверхностям зубьев:

$$S_{max} = e_{imax} - S_{min} = 3,097 - 2,944 = 0,153 \text{ мм};$$

$$S_{min} = e_{imin} - S_{max} = 3,052 - 2,989 = 0,063 \text{ мм}.$$

Контроль параметров шлицевого эвольвентного соединения

Контроль размеров шлицевого вала и шлицевой втулки осуществляется дифференциально с помощью поэлементных, гладких калибров (скоб и пробок аналогичных калибрам для прямобочного соединения рис. 7,8,9 и шлицевых комплексных калибров. Калибры для контроля диаметров аналогичны калибрам-скобам и калибрам-пробкам, применяемым для контроля цилиндрических валов и втулок. Комплексными проходными калибрами контролируют также отклонения формы и расположения поверхностей, что обеспечивает сборку эвольвентных шлицевых пар. Комплексные калибры-пробки при контроле должны входить в отверстие шлицевой втулки, а комплексные калибры - кольца должны проходить по шлицевому валу. На калибрах наносят условное обозначение шлицевого вала либо втулки, для контроля которых калибр предназначен.

4. ТРЕУГОЛЬНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Назначение и параметры

Шлицевые соединения с треугольным профилем при сопряжении тонкостенных втулок с валами и отверстиями, а также всего вместо посадок с натягом по конструктивным и технологическим предпосылкам. Угол профиля характеризуется углом β и применяется 90, 72 и 60 градусов. Наряду с цилиндрическими соединениями применяют и конические (см. рис. 19). Обычно конусность 1 : 16, угол уклона впадины $1^\circ 37'$; размеры зубьев устанавливают по большому основанию конуса (сечение А—А).

Модуль зубьев этих соединений не больше 0,3 ... 0,8 мм; число зубьев 15 ... 70. Применяемый модуль определяет передачу небольших крутящих моментов. Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы, допуски и посадки устанавливают ведомственными нормативно-техническими документами. Такие соединения чаще центрируются то по боковым сторонам зубьев, однако применяют внутреннему и наружному диаметрам

Параметры треугольного шлицевого соединения показаны на рис. 19 :

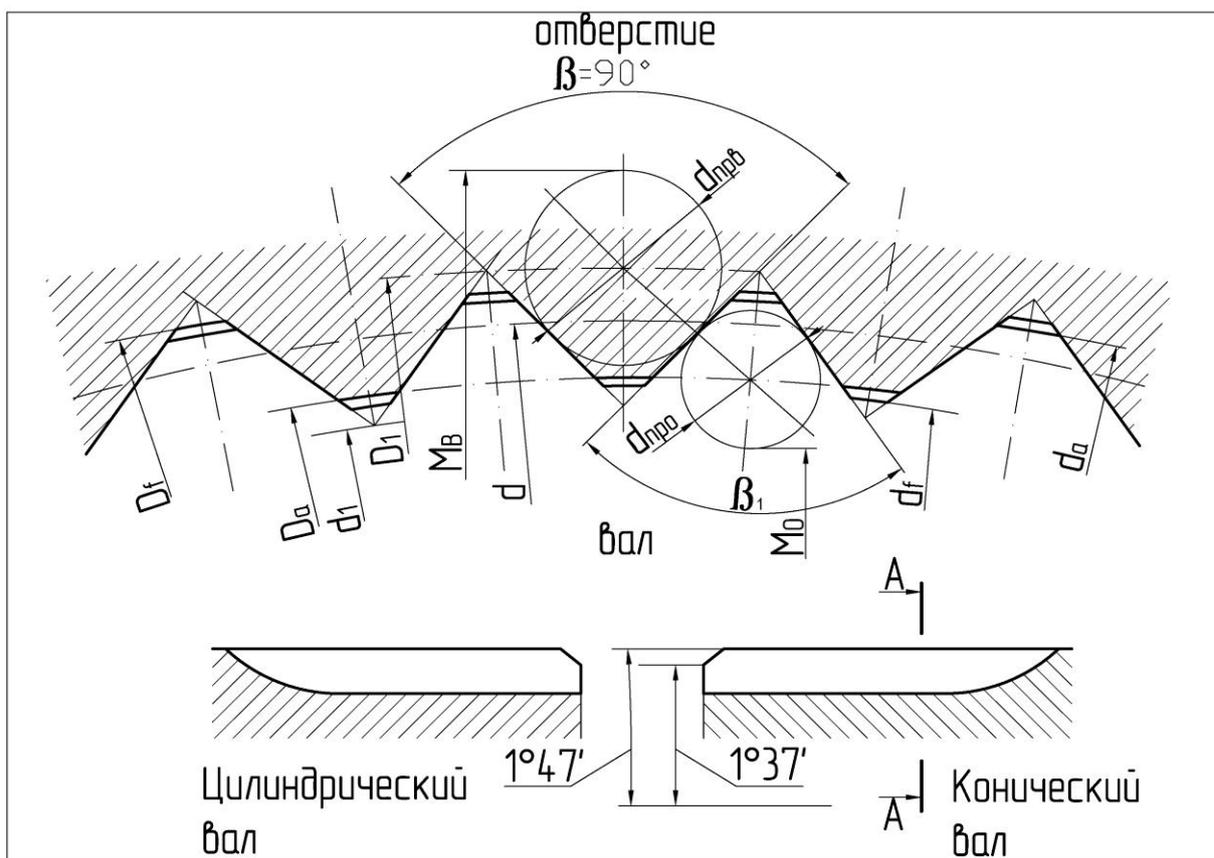


Рисунок 19. Параметры треугольного шлицевого соединения

Диаметры по шлицевой втулке:

Теоретический диаметр на втулке $D_1 = d + 1.57m / \operatorname{tg} \varphi$,

Диаметр впадин втулки $D_f^{\min} = d + 1.5m / \operatorname{tg} \varphi$

Диаметр выступов втулки $D_a = d - 1.25m / \operatorname{tg} \varphi$

Зазор по диаметру выступов вала

$$S_{d_a} = m(1.5 \operatorname{tg}(\varphi / 2) - 1.25 \operatorname{tg}(\beta / 2))$$

Диаметр контрольной проволочки

отверстия d про

Угол зуба на отверстиях β

Диаметры по шлицевому валу:

Теоретический диаметр на валу $d_1 = d - 1.57m / \operatorname{tg} \beta$

Диаметр впадин вала $d_f^{\max} = d - 1.5m / \operatorname{tg} \beta$

Диаметр выступов вала $d_a = d + 1.25m / \operatorname{tg} \beta$

Зазор по диаметру выступов втулки

$$S_{Da} = m(1,5 \operatorname{tg}(\beta / 2) - 1,25 \operatorname{tg}(\varphi / 2))$$

Диаметр контрольной проволочки

вала d прв

Угол зуба на валу β_1

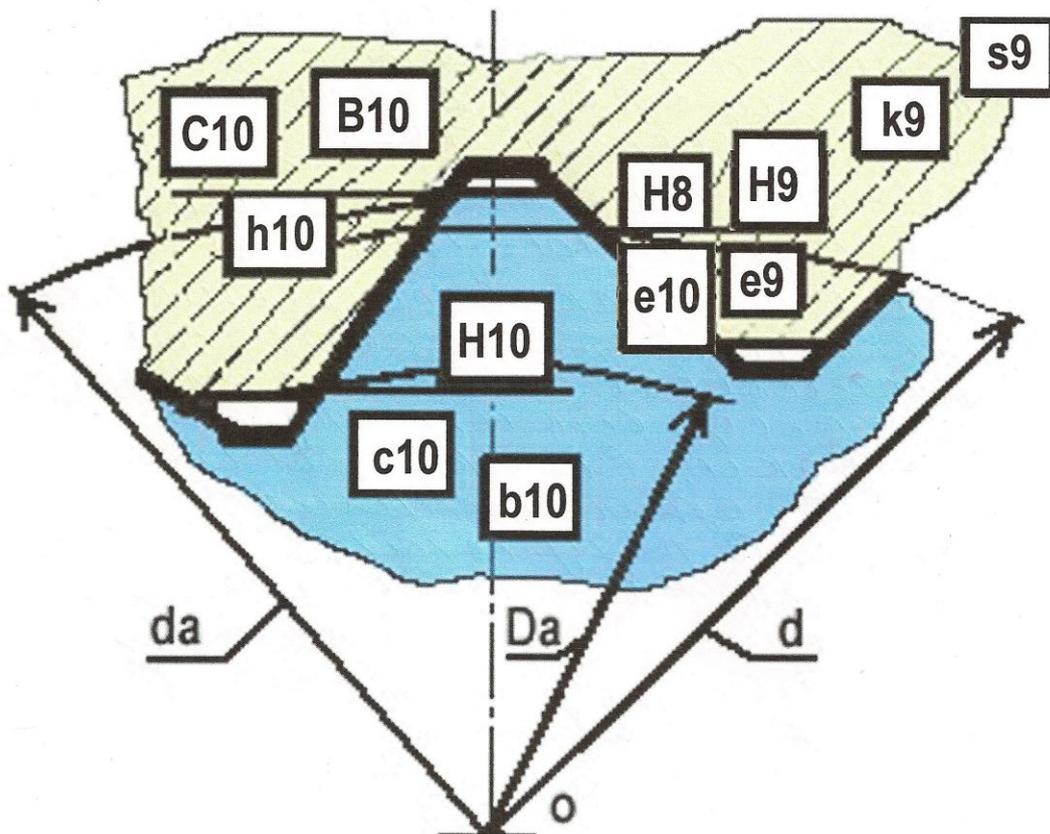
Диаметр проволочек для измерения зубьев и номинальные размеры между проволочками M_o для отверстия и M_b по проволочкам для вала определяются из геометрии. Диаметры проволочек выбирают по ГОСТ 2475—88 для измерения резьбы. Возможен вариант определения параметров шлицевого треугольного соединения на основе применения посадок, в соответствии с таблицей либо выбирая по рис. 20.

Таблица 7

Посадки треугольных шлицевых соединений

D(d)	Нормальная точность			Пониженная точность	Формула для номинального параметра
	S	SN	N	S	
d	H8/e9	H8/k9	H8/s9	H9/e10	$d = m \cdot z$
da	C10/h10			B10/h10	$d_a = d + 1.25m / \operatorname{tg} \beta$
Da	H10/c10			H10/B10	$D_a = d - 1.25m / \operatorname{tg} \varphi$

S- посадки с зазором, SN- переходные посадки, N- посадки с натягом



При пониженной точности: для d применять посадку $H9/e10$,
для da и Da поля $h10/B10$ и $H10/b10$

Рисунок 20. Посадки для треугольного шлицевого соединения

Для конических валов рекомендуются переходные посадки. Допуски на диаметр начальной окружности включают: собственно допуск на диаметр начальной окружности, отклонение шага и отклонение угла профиля. В зависимости от назначения соединения принимают нормальную или пониженную точность, которая применяется в основном для менее точных соединений с отверстием, имеющим разрез и стяжку, и кроме того для грубых конических соединений

Оценка прочности треугольного шлицевого соединения проводится по напряжениям смятия .

Первоначально, по номограмме / / рис 21 определяется необходимая длина, для предусмотренного крутящего момента

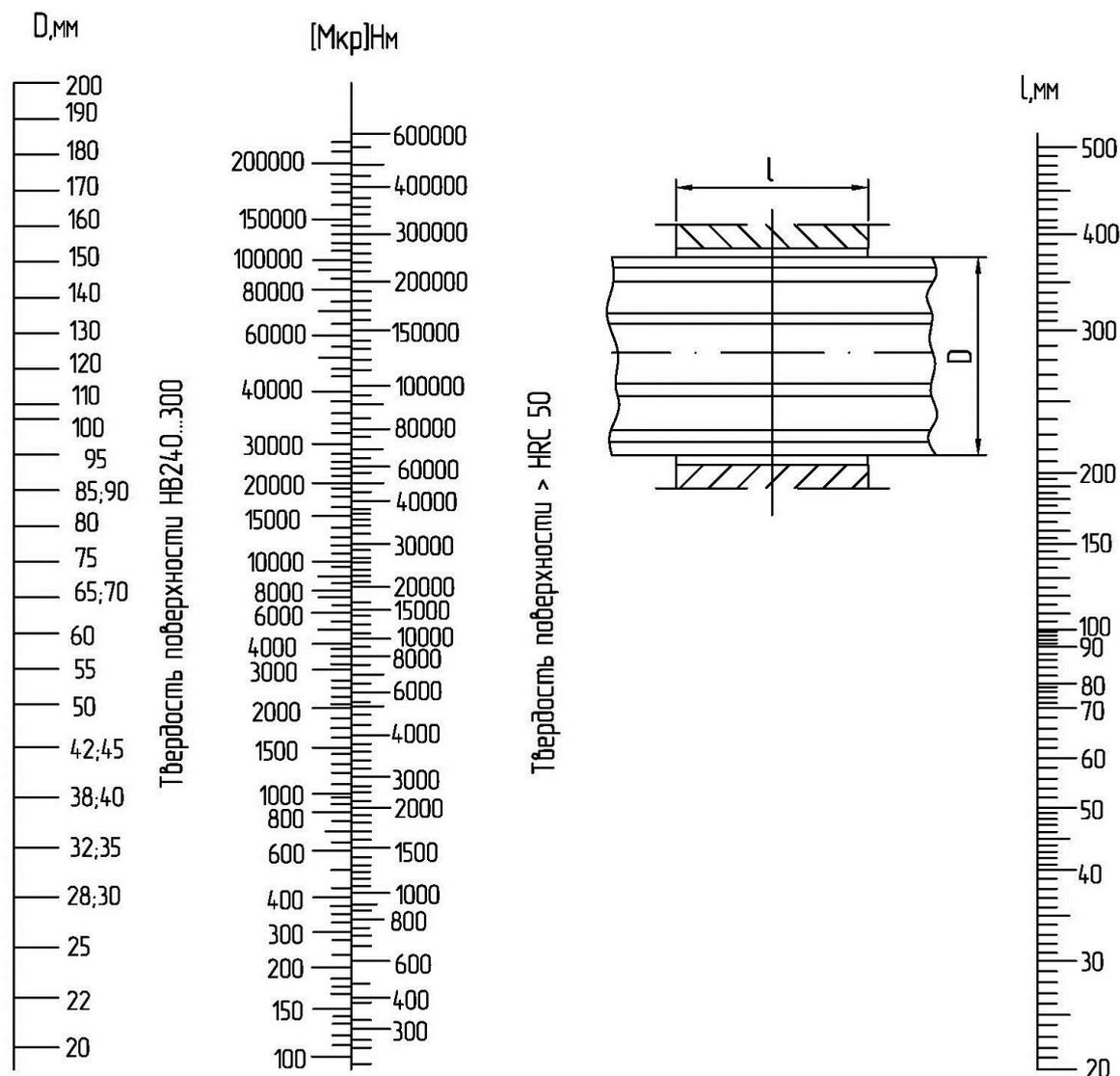


Рисунок 21. Номограмма D, Mкр, l

Напряжения на смятие боковых поверхностей зубьев шлицевого соединения определяют зависимости:

$$\frac{M_{кр}^{max}}{\psi Fl r_{cp}} \leq [\sigma_{см}]$$

Где: для треугольного шлицевого соединения

$M_{кр}^{max}$ - заданный крутящий момент

$\psi = 0,75$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев,

$$r_{cp} = 0,5d, \quad F = \frac{d_a + D_a}{2}$$

Полученные напряжения сопоставляются с данными таблицы В.

Допускаемые напряжения на смятие боковых поверхностей
зубьев шлицевых соединений

Таблица 8.

Значения $[\sigma_{cm}]$, МПа для различных условий эксплуатации

Соединение	Условия эксплуатации	Специальная термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		Не производится	производится
		$[\sigma_{cm}]$, МПа	
Неподвижное	а	-	-
	б	60-100	100-140
	в	80-120	120-200
Подвижное без нагрузки	а	15-20	20-35
	б	20-30	30-60
	в	25-40	40-70
Подвижное под нагрузкой	а	-	3-10
	б	-	5-15
	в	-	10-20

а — тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами в обоих направлениях; вибрации большой частоты и амплитуды; условия смазки (для подвижных соединений) плохие; небольшая твердость деталей соединения; невысокая точность соосности ступицы и вала;
б — средние условия эксплуатации; *в* — легкие условия эксплуатации.

4.2. Пример выбора параметров треугольного шлицевого соединения.

Для неподвижно сопрягаемого с втулкой вала, имеющего проектный диаметр 20...25 мм, передающего крутящий момент 600Н/м, подготовить эскиз треугольного шлицевого соединения с числом зубьев $z = 36$.

Решение А.

1. Применяя номограмму рис 21, по крутящему моменту и интервалу диаметра выбираем длину вала $l = 60$ мм.
2. Определяем ориентировку номинального размера по средней величине интервала

$$d'_{cp} = \frac{20 + 25}{2} = 22,5 \text{ мм}$$

по ряду R20 табл. 24 принимаем стандартное значение $d'_{cp} = 22$ мм.

3. Вычерчиваем эскиз треугольного шлицевого соединения с указанием геометрических характеристик, в соответствии с рис.19
4. Определяем ориентировочный модуль, используя $d_{cp} = 22$ мм

$$m = \frac{d'}{z} = \frac{22}{36} = 0.611 \text{ мм}$$

По табл. 25, в соответствии с ГОСТ 9563-60 выбираем стандартный меньший модуль $m < m'$, $m = 0.6$

5. Определяем средний делительный диаметр, при стандартном модуле

$$d = m \cdot z = 0.6 \cdot 36 = 21.6 \text{ мм}$$

6. Определяем значение диаметра по выступам шлицевого вала

$$d_a = d + 1.25m = 21.6 + 1.25 \cdot 0.6 = 22.35 \text{ мм}$$

Как видно полученное $d_a > d'$, $22.5 > 22.0$, поэтому вновь выбираем стандартный, но меньший модуль $m = 0.55$ и получим средний делительный диаметр:

$$d = 0.55 \cdot z = 0.55 \cdot 36 = 19.8 \text{ мм}$$

Диаметр по выступам вала будет

$$d_a = 19.8 + 1.25 \cdot 0.55 = 20.48$$

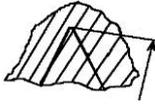
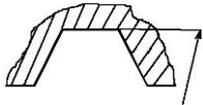
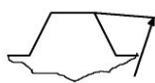
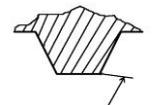
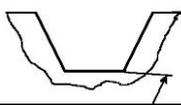
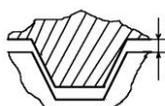
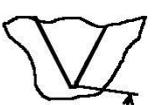
Теперь $20.48 < 22$

7. В силу распределения зубьев по окружности, для обеспечения собираемости, компенсации погрешностей по шагу и отклонений формы принимаем $\beta = 90^\circ$ и $\beta_1 = 82.5^\circ$.

8. Заполняем таблицу 9, определяя параметры при $d=19.8 \text{ мм}$

Таблица 9.

Расчёт параметров треугольного шлицевого соединения

Угол	Формула	Эскиз	Результат	Примечание
$\varphi = 90^\circ$	$D_1 = d + 1.57m / \text{tg}(\varphi/2)$		20.664	Теоретический диаметр на втулке.
$\varphi = 90^\circ$	$D_f^{\min} = d + 1.5m / \text{tg}(\varphi/2)$		20.625	Диаметр впадин втулки.
$\beta = 82.5^\circ$	$d_a = d + 1.25m / \text{tg}(\beta/2)$		20.583	Диаметр выступов вала.
$\varphi = 90^\circ$ $\beta = 82.5^\circ$	$S_{d_a} = D_f^{\min} - d_a$		0.041	Зазор S_{d_a} .
$\varphi = 90^\circ$	$D_a = d - 1.25m / \text{tg}(\varphi/2)$		19.112	Диаметр выступов втулки.
$\beta = 82.5^\circ$	$d_f^{\max} = d - 1.5m / \text{tg}(\beta/2)$		18.859	Диаметр впадин вала.
$\varphi = 90^\circ$ $\beta = 82.5^\circ$	$S_{D_a} = D_a - d_f^{\max}$		0.253	Зазор S_{D_a} .
$\beta = 82.5^\circ$	$d_1 = d - 1.57m / \text{tg}\beta$		18.815	Теоретический диаметр на валу.

9. Шаг зацепления P_t будет:

$$P_t = \pi \cdot m = 3.14 \cdot 0.55 = 0.727 \text{ мм.}$$

10. Ширину зуба S_t и впадин L_t по делительному диаметру d получим из геометрии, обозначив β_1 угол зуба на втулке и β угол зуба на втулке, при наличии допустимых зазоров (Рис 22):

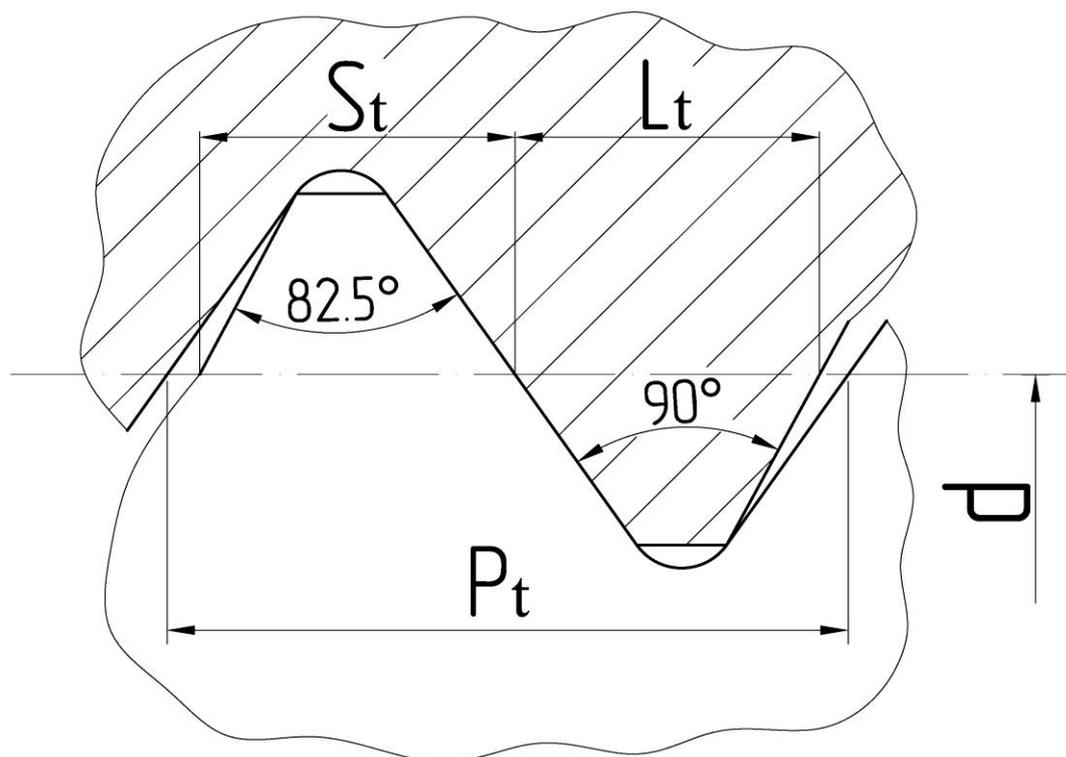


Рисунок 22. Геометрические соотношения

$$S_t = \frac{P_t \cdot \beta_1}{(90^\circ + 82.5^\circ)} = \frac{1.727 \cdot 82.5^\circ}{(90^\circ + 82.5^\circ)}$$

$$S_t = 0.8259 \text{ мм}$$

$$L_t = \frac{P_t \cdot \beta}{(90^\circ + 82.5^\circ)} = \frac{1.727 \cdot 90^\circ}{(90^\circ + 82.5^\circ)}$$

$$L_t = 0.901 \text{ мм}$$

11. Зазор по делительному диаметру:

$$S_d = L_t - S_t = 0.901 - 0.8259$$

$$S_d = 0.0751 \text{ мм} \approx 75 \text{ мкм}$$

12. Допуски для делительного диаметра назначим в тело детали в направлении перпендикулярном к оси детали: для втулки по IT8:
 $D = 19,8^{+0.033}$ для вала по IT9: $d = 19,8_{-0.052}$, допуски для всех других диаметров по IT10:

$$D_f = 20.625^{+0.084}; d_a = 20.583_{-0.084}; D_a = 19,112^{+0.084}; d_f = 18.859_{-0.084}$$

Данный расчет позволит получить соединение с зазором по делительному диаметру d . Увеличение угла β_2 приводит к получению натягов, уменьшение - к зазорам.

Решение Б.

1. Выполним пункты 1-6 решения А.
2. Определим d_a и D_a
3. Назначим посадки в соответствии с рис 20 получим диаметры с отклонениями:

$$d = 19,8 \frac{H8}{e9} \frac{(0/0.033)}{(-0.040/-0.092)}; \quad d_a = 20.583 \frac{E10}{h10} \frac{(0.124/.040)}{(0/0.084)}$$

$$D_a = 19.112 \frac{H10}{c10} \frac{(0/0.084)}{(-0.110/-0.194)}$$

Проверка соединения по напряжениям смятия проводится по формуле:

$$\frac{M_{кр}^{max}}{\psi Fl r_{cp}} \leq [\sigma_{см}]$$

Для треугольного шлицевого соединения

$$r_{cp} = 0,5d, \quad F = \frac{d_a + D_a}{2}$$

$$r_{cp} = 19,8/2 = 9,9 \text{ мм}$$

$$F = (24.488 + 18.975)/2 = 21.73 \text{ мм}$$

Для неподвижного вала без термообработки по табл. В $[\sigma_{cp}] = 60 - 100$

$$\sigma = \frac{600}{0.75 \cdot 21.73 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 9.9 \cdot 10^{-3}} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{161.34} = 61.98 \cdot 10^6 \text{ Па} = 62 \text{ МПа}$$

$$62 \text{ МПа} < [60 \dots 100] \text{ МПа}$$

Как видно смятия зубьев происходить не будет.

На чертежах отверстия и вала указывают число зубьев z , угол β , диаметр начальной окружности d .

Кроме того, на чертеже отверстия задают наружный диаметр по вершинам D_1 , диаметр впадин D_a с надписью «минимум» и внутренний диаметр d_a , а на чертеже вала — внутренний диаметр по вершинам D_2 , наружный диаметр D_B и диаметр впадин d_B с надписью «максимум».

Для контроля параметров на чертеже также указывают диаметры проволочек и номинальный размер между проволочками для отверстия и по проволочкам для вала, и делают надпись: «Отклонения по диаметру начальной окружности».

Заключение

Материал представленный в настоящем учебно-методическом пособии позволяет получить достаточно широкое представление о назначении применении и видах различных шлицевых соединений, применяемых в машиностроении и приборостроении. Приведённые расчётные и графические примеры, а также справочные материалы позволяют, в соответствии с поставленной задачей, самостоятельно, как выбрать вид шлицевого соединения с определением параметров, так и представить его графически.

4. П Р И Л О Ж Е Н И Я

4.1. Справочные материалы

Таблица 10. Посадки прямобочных шлицевых соединений в зависимости от принятого метода центрирования и от условий эксплуатации

Центрирующая поверхность	Условия эксплуатации								
	Неподвижные соединения						Подвижные соединения		
	Большие ударные нагрузки, редкая разборка			Умеренные нагрузки, частая разборка					
	d	D	b	d	D	b	d	D	b
D	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{F8}{js7}$	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{F10}{h9}$	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{F8}{f8}$
d	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{k7}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F10}{f9}$
b	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{js7}$	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{f8}$	$\frac{H11}{a10}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F10}{f8}$

При центрировании по "D" или "b" диаметр d не должен быть больше диаметра d1, таблицы 2, 3, 4.

Таблица 11.

Основные размеры шлицевой втулки шлицевого вала, мм

Легкая серия

Номиналь- ные параметры $z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1 , не менее	a , не менее	f		r не более
							Номиналь- ное значение	Предель- ное отклоне- ние	
6×26×30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6×29×32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8×46×50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10×92×98	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10×102×108	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10×112×120	10	112	120	18	108,8	11,72	0,5	+0,3	0,5

Таблица 12. . Основные размеры шлицевой втулки и шлицевого вала, мм

Средняя серия

Номиналь- ные параметры $z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1 , не ме- нее	a , не менее	f		r не более
							Номиналь- ное значение	Предел- ное отклоне- ние	
6×11×14	6	11	14	3	9,9	–	0,3	+0,2	0,2
6×13×16	6	13	16	3,5	12,0	–	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	6	16	20	4	14,5	–	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	6	18	22	5	16,7	–	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	6	21	25	5	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6	23	28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	6	28	34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	8	32	38	6	29,4	–	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	8	36	42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	8	46	54	9	42,7	–	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	8	62	72	12	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	10	72	82	12	67,4	–	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	10	82	92	12	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	10	92	102	14	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10×102×112	10	102	112	16	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10×112×125	10	112	125	18	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5

Таблица 13. .

Основные размеры шлицевой втулки и шлицевого вала, мм

Тяжелая серия

Номиналь- ные параметры $z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1 , не ме- нее	a , не менее	f		r не более
							Номиналь- ное значение	Предель- ное отклоне- ние	
10*16*20	10	16	20	2,5	-	14,1	0,3	+0,2	0,2
10*18*23	10	18	23	3,0	-	15,6	0,3	+0,2	0,2
10*21*26	10	21	26	3,0	-	18,5	0,3	+0,2	0,2
10*23*29	10	23	29	4,0	-	20,3	0,3	+0,2	0,2
10*26*32	10	26	32	4,0	-	23,0	0,3	+0,2	0,3
10*28*35	10	28	35	4,0	-	24,4	0,4	+0,2	0,3
10*32*40	10	32	40	5,0	-	28,0	0,4	+0,2	0,3
10*36*45	10	36	45	5,0	-	31,3	0,4	+0,2	0,3
10*42*52	10	42	52	6,0	-	36,9	0,4	+0,2	0,3
10*46*56	10	46	56	7,0	-	40,9	0,4	+0,3	0,5
16*52*60	16	52	60	5,0	-	47,0	0,5	+0,3	0,5
16*56*65	16	56	65	5,0	-	50,6	0,5	+0,3	0,5
16*62*72	16	62	72	6,0	-	56,1	0,5	+0,3	0,5
20*72*82	20	72	82	7,0	-	65,9	0,5	+0,3	0,5
20*82*92	20	82	92	6,0	-	75,6	0,5	+0,3	0,5
20*92*102	20	92	102	7,0	-	85,5	0,5	+0,3	0,5
20*102*115	20	102	115	8,0	-	94,0	0,5	+0,3	0,5
20*112*125	20	112	125	9,0	-	104,0	0,5	+0,3	0,5

Таблица 14.

**Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров
d и b при центрировании по d**

Поле допуска		Посадки
втулки	вала	
Для размера d		
H6	g5, js5	$\frac{H6}{g5}; \frac{H6}{js5}$
H7	e8, f7, g6, n6, js6, js7	$\frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{n6};$ $\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{js7};$
H8	e8, e9	$\frac{H8}{e8}; \frac{H8}{e9}$
Для размера b		
F8	d8, f7, f8, h7, h8, h9, js7	$\frac{F8}{d8}; \frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8};$ $\frac{F8}{h7}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{h9};$ $\frac{F8}{js7}$
H8	h7, h8, js7	$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{js7}$
D9	d9, e8, f7, f8, f9, h8, h9, js7, k7	$\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f7}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{f9};$ $\frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{js7}; \frac{D9}{k7}$
D10	d9	$\frac{D10}{d9}$
F10	d9, e8, f7, f8, f9, h7, h8, h9, js7, k7	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f7}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{f9};$ $\frac{F10}{h7}; \frac{F10}{h8}; \frac{F10}{h9};$ $\frac{F10}{js7}; \frac{F10}{k7};$

Js10	d10	$\frac{Js10}{d10}$
------	-----	--------------------

Таблица 15.

Рекомендуемые поля допусков и посадок для размеров D и b при центрировании по D

Поле допуска		Посадки
втулки	вала	
Для размера D		
H7	f7, g6, h6, js6, n6	$\frac{H7}{js6}$; $\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{h6}$; $\frac{H7}{n6}$
H8	e8, h7	$\frac{H8}{e8}$; $\frac{H8}{h7}$
Для размера b		
F8	f7, f8, js7, d9, e8, h6, h8	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{js7}$; $\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\frac{F8}{h6}$; $\frac{F8}{h8}$
D9	d9, e8, f7, h8, js7	$\frac{D9}{d9}$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f7}$; $\frac{D9}{h8}$; $\frac{D9}{js7}$
F10	e9, f7, h9	$\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{f7}$; $\frac{F10}{h9}$
Js10	d10	$\frac{Js10}{d10}$

Примечание:

Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.
Посадки, указанные в скобках, по возможности, не применять.
Допуски и основные отклонения размеров брать по стандартам.

Таблица 16.

**Рекомендуемые поля допусков и посадок для размеров
b при центрировании по b**

Поле допуска		Посадки
втулки	вала	
F8	js7, e8, f8,	$\frac{F8}{js7}; \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f8};$
D9	e8, f8, d9, f9, h9, e9, js7, k7	$\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8};$ $\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{k7}; \frac{D9}{js7}$
D10	d10, d8, h10	$;\frac{D10}{d10}; \frac{D10}{d8}; \left(\frac{D10}{h10}\right);$
F10	d9, e8, f8, f9, h8, h9, js7, k7	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f9};$ $\frac{F10}{h8}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{js7}; \frac{F10}{k7}$
Js10	d9	$\frac{Js10}{d9}$

Таблица 17.

Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поля допусков	
		вала	втулки
d	по D или b	a10	H11
D	по d или b	a11	H12

Таблица 18.

Допуски симметричности боковых сторон шлицев

Ширина зубьев b , мм	2,5; 3	3,5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
Допуск симметричности, мм	0,01	0,012	0,015	0,018

Таблица 19.

Значения допусков, мкм

Интервал размеров, мм		Квалитет												
свыше	до	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	3	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400
3	6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480
6	10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580
10	18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700
18	30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840
30	50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000
50	80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200
80	120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400
120	180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
180	250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850
250	315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100
315	400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300
400	500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500

Таблица 20.

Основные отклонения отверстий и валов для посадок с зазором при размерах от 1 до 500 мм

Для валов – верхнее отклонение es со знаком «-», мкм;
для отверстий – нижнее отклонение EI со знаком «+», мкм.

Обозначение основного отклонения вала		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
Обозначение основного отклонения отверстия		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>
свыше	до								
1	3	240	140	60	20	14	6	2	0
3	6	270	140	70	30	20	10	4	0
6	10	280	150	80	40	25	13	5	0
10	14	290	150	95	50	32	16	6	0
14	18								
18	24	300	160	110	65	40	20	7	0
24	30								
30	40	310	170	120	80	50	25	9	0
40	50	320	180	130					
50	65	340	190	140	100	60	30	10	0
65	80	360	200	150					
80	100	380	220	170	120	72	36	12	0
100	120	410	240	180					
120	140	460	260	200	145	85	43	14	0
140	160	520	280	210					
160	180	580	310	230					
180	200	660	330	240	170	100	50	15	0
200	225	740	380	260					
225	250	820	420	280					
250	280	920	480	300	190	110	56	17	0
280	315	1050	540	330					
315	350	1200	600	360	210	125	62	18	0
350	400	1360	800	400					
400	450	1500	760	440	230	135	68	20	0
450	500	1680	840	480					

Таблица 21.

Основные отклонения отверстий и валов для посадок с натягом при размерах от 1 до 500 мм

Для валов – нижнее отклонение ei со знаком «+», мкм;
для отверстий – верхнее отклонение ES со знаком «-», мкм.

Основное отклонение вала	p	r	s	t	u	v	x	y	z
Основное отклонение отверстия	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
до 3	6	10	14	–	18	–	20	–	26
св.3 до 6	12	15	19	–	23	–	28	–	35
6 10	15	19	23	–	28	–	34	–	42
10 14	18	23	28	–	33	–	40	–	50
14 18						39	45	–	60
18 24	22	28	35	–	41	47	54	63	73
24 30				41	48	55	64	75	88
30 40	26	34	43	48	60	68	80	94	112
40 50				54	70	81	97	114	136
50 65	32	41	53	66	87	102	122	144	172
65 80		43	59	75	102	120	146	174	210
80 100	37	51	71	91	124	146	178	214	258
100 120		54	79	104	144	172	210	254	310
120 140	43	63	92	122	170	202	248	300	365
160 140		65	100	134	190	228	280	340	415
160 180		68	108	146	210	256	310	380	365
180 200	50	77	122	156	236	284	350	425	520
225 200		80	130	180	258	310	385	470	525
225 250		84	140	196	284	340	425	520	640
250 280	56	94	158	218	315	385	475	580	710
280 315		98	170	240	350	425	525	650	790
315 350	62	108	190	268	390	475	590	730	900
350 400		114	208	294	435	530	660	820	1000
400 450	68	126	232	330	490	596	740	920	1100
400 500		132	252	360	540	660	820	1000	1250

Таблица 22.

Основные отклонения отверстий и валов для переходных посадок при размерах от 1 до 500 мм

Отклонения		Нижние отклонения валов ei						Верхние отклонения отверстий ES							
Обозначения основных отклонений		j		k		m	n	J			K	M		N	
Для квалитетов.		5-6	7	4-7	1-3 8-15	для всех		6	7	8	1-8	1-8	9-16	1-8	9-16
Диаметры															
св.1	до 3	-2	-4	0	0	+2	+4	+2	+4	+6	0	-2	-2	-4	0
3	6	-2	-4	+1	0	+4	+3	+5	+6	+10	-1+Δ	-4+Δ	-4	-8+Δ	0
6	10	-2	-5	+1	0	+6	+10	+5	+8	+12	-1+Δ	-6+Δ	-6	-10+Δ	0
10	18	-3	-6	+1	0	+7	+12	+6	+10	+15	-1+Δ	-7+Δ	-7	-12+Δ	0
18	30	-4	-8	+2	0	+8	+15	+8	+12	+20	-2+Δ	-8+Δ	-8	-15+Δ	0
30	50	-5	-10	+2	0	+9	+17	+10	+14	+24	-2+Δ	-9+Δ	-9	-17+Δ	0
50	80	-7	-12	+2	0	+11	+20	+13	+18	+28	-2+Δ	-11+Δ	-11	-20+Δ	0
80	120	-9	-15	+3	0	+13	+23	+16	+22	+34	-3+Δ	-13+Δ	-13	-23+Δ	0
120	180	-11	-18	+3	0	+15	+27	+18	+26	+41	-3+Δ	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
180	250	-13	-21	+4	0	+17	+31	+22	+30	+47	-4+Δ	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
250	315	-16	-26	+4	0	+20	+34	+25	+36	+55	-4+Δ	-20+Δ	-20	-34+Δ	0
315	400	-18	-28	+4	0	+21	+37	+29	+39	+60	-4+Δ	-21+Δ	-21	-37+Δ	0
400	500	-20	-32	+5	0	+23	+40	+33	+43	+66	-5+Δ	-23+Δ	-23	-40+Δ	0

Для полей допусков js и JS предельные отклонения равны $\pm IT / 2$, где IT допуск соответствующего квалитета.

Таблица 23.

Значения отклонений Δ , мкм (для переходных посадок)

Диаметры, мм		Квалитеты					
свыше	до	до 4-го	4	5	6	7	8
1	3	0	0	0	0	0	0
3	6	1	1,5	2	3	4	6
6	10	1	1,5	2	3	6	7
10	18	1	2	3	3	7	9
18	30	1,5	2	3	4	8	12
30	50	1,5	3	4	5	9	14
50	80	2	3	5	6	11	16
80	120	2	4	5	7	13	19
120	180	3	4	6	7	15	23
180	250	3	4	6	9	17	26
250	315	4	4	7	9	20	29
315	400	4	5	7	11	21	32

Таблица 24.

Варианты заданий по выбору прямобочного шлицевого соединения.

Вариант №	Расчетный диаметр d крв	соосность	нагрузки	Твердость шлицевой втулки	Осевая подвижность пары
1	8	В	В	Н	Н
2	9	Н	Н	В	В
3	10	В	С	В	Н
4	11	Н	В	Н	В
5	12	Н	Н	В	С
6	13	Н	В	Н	Н
7	14	В	С	В	В
8	16	В	Н	Н	В
9	18	Н	В	В	Н
10	20	Н	Н	Н	С
11	23	В	В	В	Н
12	26	Н	Н	Н	В
13	28	В	С	В	Н
14	30	Н	В	В	В
15	32	Н	Н	Н	С
16	34	Н	В	В	С
17	35	В	С	Н	В
18	38	В	Н	В	В
19	45	Н	В	Н	Н
20	50	Н	Н	В	В
21	55	Н	В	Н	Н
22	60	Н	Н	В	В
23	68	В	С	Н	С
24	78	В	В	В	Н
25	88	Н	Н	В	В
26	8	Н	С	Н	В
27	9	В	Н	В	Н
28	10	В	В	Н	С
29	11	Н	Н	В	Н
30	12	Н	С	Н	В
31	13	Н	В	В	Н
32	14	Н	Н	Н	В
33	16	В	В	В	С
34	18	В	В	Н	С
35	20	Н	Н	В	Н
36	23	В	В	В	В
37	26	Н	В	Н	В

38	28	В	С	В	Н
39	30	Н	В	В	В
40	32	Н	Н	Н	С
41	34	Н	В	В	С
42	35	В	Н	Н	В
43	38	В	С	В	В
44	45	Н	В	Н	Н
45	50	Н	Н	В	В
46	55	Н	В	Н	Н
47	60	В	С	В	В
48	68	В	В	Н	С
49	78	Н	Н	В	С
50	88	Н	В	Н	В
51	8	В	В	Н	Н
52	9	Н	Н	В	В
53	10	В	С	В	Н
54	11	Н	В	Н	В
55	12	Н	Н	В	С
56	13	Н	В	Н	С
57	14	В	Н	В	В
58	16	В	С	Н	В
59	18	Н	В	В	Н
60	20	Н	Н	Н	В
61	23	В	В	В	Н
62	26	Н	С	Н	В
63	28	В	Н	В	С
64	30	Н	В	В	Н
65	32	Н	Н	Н	В
66	34	Н	В	В	Н
67	35	В	Н	Н	В
68	38	В	С	В	Н
69	45	Н	В	Н	В
70	50	Н	Н	В	С
71	55	Н	В	Н	Н
72	60	Н	С	В	В
73	68	В	Н	Н	В
74	78	В	В	В	Н
75	88	Н	Н	В	С

Принятые сокращения в таблице:

Н – низкая; В – высокая; С – средняя. По диаметру круглого вала- d крв, получить $d = d_{крв} + (10... 20)\%$, приняв ориентировочно для нагруженностей: при Н -10%, при С-15%, при В-20%, выбрать стандартные параметры прямоугольного шлицевого соединения по таблицам 3,4, и 5.

Таблица 25.

Шлицевые эвольвентные соединения.

Верхнее ES (es_e), нижнее EI_e (ei) и основное EI (es) отклонения (в мкм) ширины впадины втулки e (толщины зуба s вала)

Отклонения ширины впадины втулки e

Поле допуска	Модуль m , мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм						
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400
7 Н	0,5	1,5	ES	+25	+28	+32	+36	+40		
			EI_e	+9	+10	+12	+14	+15	—	—
			EI	0	0	0	0	0		
7 Н	2	4	ES		+32	+36	+40	+45	+50	
			EI_e	—	+12	+14	+15	+17	+18	—
			EI		0	0	0	0	0	
7 Н	5	10	ES			+40	+45	+50	+56	+63
			EI_e	—	—	+15	+17	+18	+20	+23
			EI			0	0	0	0	0
9 Н	0,5	1,5	ES	+50	+56	+63	+71	+80		
			EI_e	+18	+20	+23	+26	+30	—	—
			EI	0	0	0	0	0		
9 Н	2	4	ES		+63	+71	+80	+90	+100	
			EI_e	—	+23	+26	+30	+34	+37	—
			EI		0	0	0	0	0	
9 Н	5	10	ES			+80	+90	+100	+112	+125
			EI_e	—	—	+30	+34	+37	+41	+45
			EI			0	0	0	0	0
11 Н	0,5	1,5	ES	+100	+112	+125	+140	+160		
			EI_e	+37	+41	+45	+50	+60	—	—
			EI	0	0	0	0	0		
11 Н	2	4	ES		+125	+140	+160	+180	+200	
			EI_e	—	+45	+50	+60	+68	+75	—
			EI		0	0	0	0	0	
11 Н	5	10	ES			+160	+180	+200	+224	+250
			EI_e	—	—	+60	+68	+75	+84	+90
			EI			0	0	0	0	0

Таблица 25 продолжение 1. **Отклонения толщины зуба вала s**

Поле допуска	Модуль m, мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм						
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400
7 f	0,5	1,5	es	-16	-18	-20	-22	-25	—	—
			es _e	-24	-28	-32	-36	-40	—	—
			ei	-41	-46	-52	-58	-65	—	—
7 f	2	4	es	—	-20	-22	-25	-28	-32	—
			es _e	—	-32	-36	-40	-45	-50	—
			ei	—	-52	-52	-65	-73	-82	—
7 f	5	10	es	—	—	-25	-28	-32	-36	-40
			es _e	—	—	-40	-45	-50	-56	-63
			ei	—	—	-65	-73	-82	-92	-103
7 h	0,5	1,5	es	0	0	0	0	0	—	—
			es _e	-9	-10	-12	-14	-15	—	—
			ei	-25	-28	-32	-36	-40	—	—
7 h	2	4	es	—	0	0	0	0	0	—
			es _e	—	-12	-14	-15	-17	-18	—
			ei	—	-32	-36	-40	-45	-50	—
7 h	5	10	es	—	—	0	0	0	0	0
			es _e	—	—	-15	-17	-18	-20	-23
			ei	—	—	-40	-45	-50	-56	-63
7 n	0,5	1,5	es	+32	+36	+40	+44	+50	—	—
			es _e	+23	+26	+28	+30	+35	—	—
			ei	+7	+8	+8	+8	+10	—	—
7 n	2	4	es	—	+40	+44	+50	+56	+64	—
			es _e	—	+28	+30	+35	+39	+46	—
			ei	—	+8	+8	+10	+11	+14	—
7 n	5	10	es	—	—	+50	+56	+64	+72	+80
			es _e	—	—	+35	+38	+46	+52	+57
			ei	—	—	+10	+11	+14	+16	+17

Отклонения толщины зуба вала s

Таблица 25, продолжение 2

Поле допуска	Модуль m, мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм						
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400
8f	0,5	1,5	es	-16	-18	-20	-22	-25	—	—
			es _e	-30	-33	-37	-40	-45	—	—
			ei	-32	-58	-65	-72	-81	—	—
8f	2	4	es	—	-20	-22	-25	-28	-32	—
			es _e	—	-37	-40	-45	-51	-58	—
			ei	—	-65	-72	-81	-91	-103	—
8f	5	10	es	—	—	-25	-28	-32	-36	-40
			es _e	—	—	-45	-51	-58	-66	-74
			ei	—	—	-81	-91	-103	-116	-130
8k	0,5	1,5	es	+16	+18	+20	+22	+25	—	—
			es _e	+2	+3	+3	+4	+5	—	—
			ei	-20	-22	-25	-28	-31	—	—
8k	2	4	es	—	+20	+22	+25	+28	+32	—
			es _e	—	+3	+4	+5	+5	+6	—
			ei	—	-25	-28	-31	-35	-39	—
8k	5	10	es	—	—	+25	+28	+32	+36	+40
			es _e	—	—	+5	+5	+6	+6	+6
			ei	—	—	-31	-35	-39	-44	-50
8p	0,5	1,5	es	+48	+54	+60	+66	+75	—	—
			es _e	+34	+39	+43	+48	+55	—	—
			ei	+12	+14	+15	+16	+19	—	—
8p	2	4	es	—	+60	+66	+75	+84	+96	—
			es _e	—	+43	+48	+55	+61	+70	—
			ei	—	+15	+16	+19	+21	+25	—
8p	5	10	es	—	—	+75	+84	+96	+108	+120
			es _e	—	—	+55	+61	+70	+78	+86
			ei	—	—	+19	+21	+25	+28	+30

Таблица 25, продолжение 3 **Отклонения толщины зуба вала s**

Поле допуска	Модуль m , мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм						
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400
9d	0,5	1,5	es es _e ei	-32 -50 -82	-36 -56 -92	-40 -63 -103	-44 -70 -115	-50 -80 -130	—	—
	2	4	es es _e ei	—	-40 -63 -103	-44 -70 -115	-50 -80 -130	-56 -90 -146	-64 -101 -164	—
	5	10	es es _e ei	—	—	-50 -80 -130	-56 -90 -146	-64 -101 -164	-72 -113 -184	-80 -125 -205
9g	0,5	1,5	es es _e ei	-8 -26 -58	-9 -29 -65	-10 -33 -73	-11 -37 -82	-12 -42 -92	—	—
	2	4	es es _e ei	—	-10 -33 -73	-11 -37 -82	-12 -42 -92	-14 -48 -104	-16 -53 -116	—
	5	10	es es _e ei	—	—	-12 -42 -92	-14 -48 -104	-16 -53 -116	-18 -59 -130	-20 -65 -145
9h	0,5	1,5	es es _e ei	0 -18 -50	0 -20 -56	0 -23 -63	0 -26 -71	0 -30 -80	—	—
	2	4	es es _e ei	—	0 -23 -63	0 -26 -71	0 -30 -80	0 -34 -90	0 -37 -100	—
	5	10	es es _e ei	—	—	0 -30 -80	0 -34 -90	0 -37 -100	0 -41 -112	0 -45 -125

Таблица 25, продолжение 4. Отклонения толщины зуба вала s

Поле допуска	Модуль m , мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм							
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400	
9r	0,5	1,5	es es _e ei	+64 +46 +14	+72 +52 +16	+80 +57 +17	+88 +62 +17	+100 +70 +20	—	—	
	2	4	es es _e ei	—	+80 +57 +17	+88 +62 +17	+100 +70 +20	+112 +78 +22	+128 +91 +28	—	
	5	10	es es _e ei	—	—	+100 +70 +20	+112 +78 +22	+128 +91 +28	+144 +103 +32	+160 +115 +35	
10d	0,5	1,5	es es _e ei	-32 -58 -102	-36 -66 -116	-40 -74 -130	-44 -81 -144	-50 -91 -162	—	—	
	2	4	es es _e ei	—	-40 -74 -130	-44 -81 -144	-50 -91 -162	-56 -101 -181	-64 -114 -204	—	
	5	10	es es _e ei	—	—	-50 -91 -162	-56 -101 -181	-64 -114 -204	-72 -132 -232	-80 -148 -260	
11c	0,5	1,5	es es _e ei	-48 -85 -148	-54 -95 -166	-60 -105 -185	-66 -116 -206	-75 -135 -235	—	—	
	2	4	es es _e ei	—	-60 -105 -185	-66 -116 -206	-75 -135 -235	-84 -152 -264	-96 -171 -296	—	
	5	10	es es _e ei	—	—	-75 -135 -235	-84 -152 -264	-96 -171 -296	-108 -192 -332	-120 -210 -370	

Таблица 22, продолжение 5. Отклонения толщины зуба вала s

Поле допуска	Модуль m , мм		Обозначение отклонения	Диаметр d делительной окружности, мм						
	От	До		До 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200	Свыше 200 до 400	Свыше 400
11a	0,5	1,5	es	-80	-90	-100	-110	-125		
			es_e	-117	-131	-145	-160	-185	—	—
			ei	-180	-202	-225	-250	-285		
	2	4	es		-100	-110	-125	-140	-160	
			es_e	—	-145	-160	-185	-208	-235	—
			ei		-225	-250	-285	-320	-360	
	5	10	es			-125	-140	-160	-180	-200
			es_e	—	—	-185	-208	-235	-264	-290
			ei			-285	-320	-360	-404	-450

Рисунок 23. Алгоритм выбора параметров прямоугольного шлицевого соединения

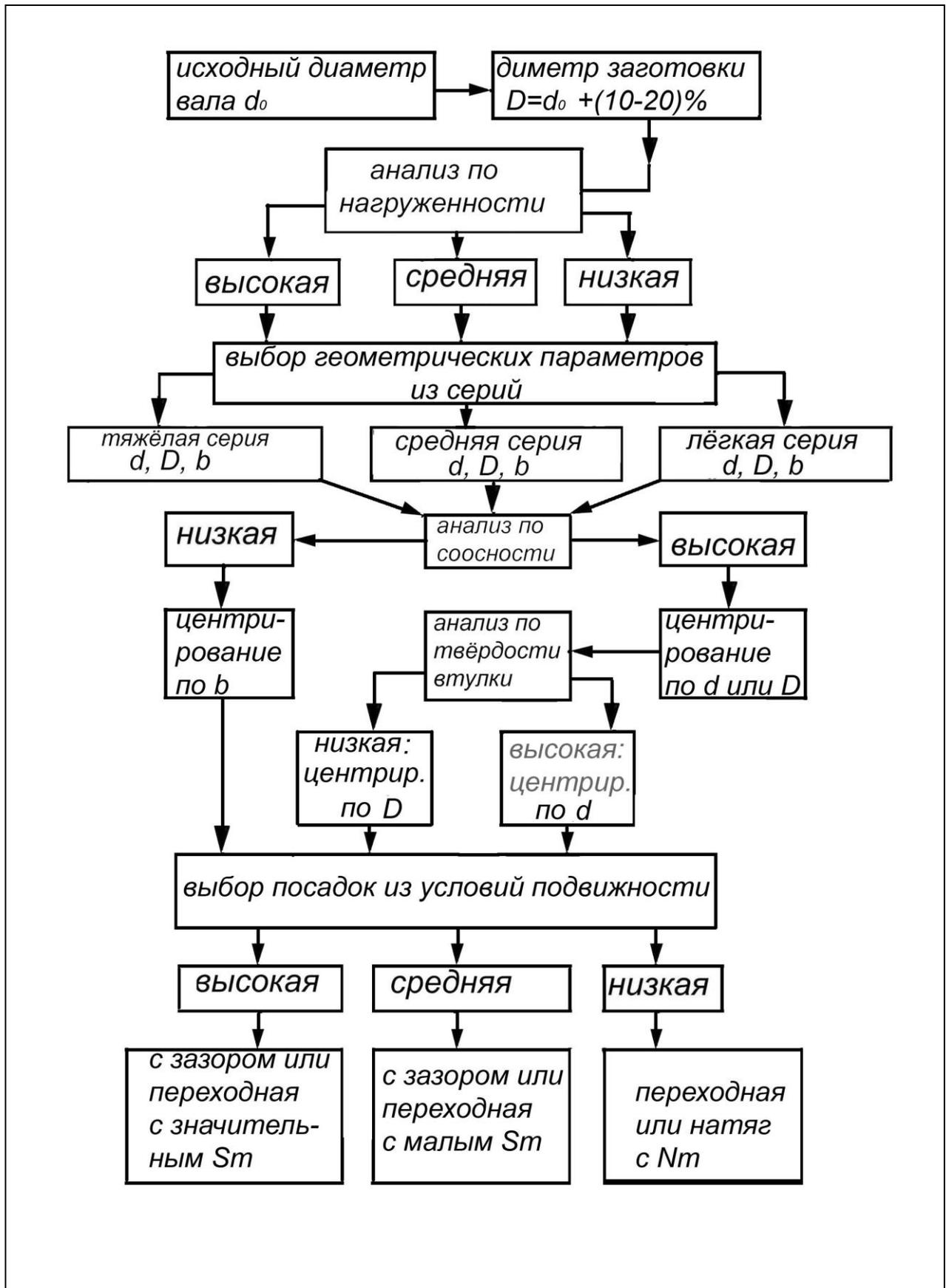


Таблица 26. Основные ряды нормальных линейных размеров

R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
		1,10	1,10			11	11			110	110
			1,15				11,5				115
	1,20	1,20	1,20		12	12	12		120	120	120
			1,30				13				130
		1,40	1,40			14	14			140	140
			1,50				15				150
1,60	1,60	1,60	1,60	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,70				17				170
		1,80	1,80			18	18			180	180
			1,90				19				190
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		200	200	200
			2,1				21				210
		2,2	2,2			22	22			220	220
			2,4				24				240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26				260
		2,8	2,8			28	28			280	280
			3,0				30				300
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320	320
			3,4				34				340
		3,6	3,6			36	36			360	360
			3,8				38				380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42				420
		4,5	4,5			45	45			450	450
			4,8				48				480
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		500	500	500
			5,3				53				530
		5,6	5,6			56	56			560	560
			6,0				60				600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67				670
		7,1	7,1			71	71			710	710
			7,5				75				750
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		800	800	800
			8,5				85				850

Таблица 27.

Колеса зубчатые. Модули (ГОСТ 9563-60)

1 ряд	2 ряд						
0,05		0,5		5		50	
	0,055		0,55		5,5		55
0,06		0,6		6		60	
	0,07		0,7		7		70
0,08		0,8		8		80	
	0,09		0,9		9		90
0,1		1		10		100	
	0,11		1,125		11		
0,12		1,25		12			
	0,14		1,375		14		
0,15		1,5		16			
	0,18		1,75		18		
0,2		2		20			
	0,22		2,25		22		
0,25		2,5		25			
	0,28		2,75		28		
0,3		3		32			
	0,35		3,5		36		
0,4		4		40			
	0,45		4,5		45		

Примечания:

1. При выборе модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.
2. Для цилиндрических зубчатых колёс допускается:
 - в тракторной промышленности применение модулей 3,75; 4,25; 6,5 мм;
 - в автомобильной промышленности применение модулей, отличающихся от установленных в настоящем стандарте;
 - в редукторостроении применение модулей 1,6; 3,15; 6,3; 12,5.
3. Для конических зубчатых колес допускается:
 - определять модуль на среднем конусном расстоянии;
 - в технически обоснованных случаях применение модулей, отличающихся от указанных в таблице.

Таблица 28. Задания 1, по выбору параметров эвольвентного шлицевого соединения

Для эвольвентного шлицевого соединения составьте условное обозначение и постройте предусмотренную посадку

Центрирование по e и s			
Вариант	D	m	Поля допусков
1	8	0,5	7H, 7h
2	10	0,8	9H, 9g
3	12	0,8	9H, 8k
4	15	2	9H, 9h
5	20	1,25	11H, 10d
6	25	1,25	7H, 7n
7	30	0,8	7H, 8p
8	35	4	9H, 8f
9	40	2	9H, 9g
10	45	2	11H, 10d
11	50	1,25	7H, 9r
12	55	2	9H, 8k
13	60	3	9H, 9g
14	75	3	11H, 10d
15	80	2	7H, 9r
16	100	5	9H, 9g
17	180	5	9H, 8k
18	200	8	7H, 7h
19	220	8	9H, 9g
20	240	8	11H, 10d
21	100	5	11H, 10d
22	25	1,25	7H, 8p
23	30	0,8	9H, 8f
24	35	4	9H, 9g
25	40	2	11H, 10d
26	45	2	7H, 9r
27	50	1,25	9H, 8k
28	55	2	9H, 9g
29	60	3	11H, 10d
30	75	3	7H, 9r

Таблица 26 продолжение

Центрирование по Df , da			
Вариант	D	m	Поля допусков
1	8	0,5	<i>H7, js6</i>
2	10	0,8	<i>H7, g6</i>
3	12	0,8	<i>H7, h6</i>
4	15	2	<i>H7, n6</i>
5	20	1,25	<i>H8, g6</i>
6	25	1,25	<i>H7, h6</i>
7	30	0,8	<i>H7, h7</i>
8	35	4	<i>H8, f7</i>
9	40	2	<i>H8, n6</i>
10	45	2	<i>H8, h6</i>
11	50	1,25	<i>H8, n6</i>
12	55	2	<i>H8, g6</i>
13	60	3	<i>H7, js6</i>
14	75	3	<i>H7, g6</i>
15	80	2	<i>H7, h6</i>
16	100	5	<i>H7, n6</i>
17	180	5	<i>H8, g6</i>
18	200	8	<i>H7, h6</i>
19	220	8	<i>H7, js6</i>
20	240	8	<i>H7, g6</i>
21	75	3	<i>H7, h6</i>
22	10	0,8	<i>H7, h7</i>
23	12	0,8	<i>H8, f7</i>
24	15	2	<i>H8, n6</i>
25	20	1,25	<i>H8, h6</i>
26	25	1,25	<i>H8, n6</i>
27	30	0,8	<i>H8, g6</i>
28	35	4	<i>H7, js6</i>
29	40	2	<i>H7, g6</i>
30	45	2	<i>H7, h6</i>

Таблица 26 продолжение

Центрирование по Da и df			
Вариант	D	m	Поля допусков
1	8	0,5	H8, n6
2	10	0,8	H8, h6
3	12	0,8	H8, n6
4	15	2	H7, n6
5	20	1,25	H8, g6
6	25	1,25	H7, h6
7	30	0,8	H7, n6
8	35	4	H8, g6
9	40	2	H8, n6
10	45	2	H8, h6
11	50	1,25	H8, n6
12	55	2	H8, g6
13	60	3	H7, n6
14	75	3	H7, g6
15	80	2	H7, h6
16	100	5	H7, n6
17	180	5	H8, g6
18	200	8	H7, h6
19	220	8	H7, js6
20	240	8	H7, g6
21	75	3	H7, h6
22	80	2	H7, n6
23	100	5	H8, g6
24	180	5	H7, h6
25	200	8	H7, n6
26	220	8	H8, g6
27	10	0,8	H7, h6
28	12	0,8	H7, n6
29	15	2	H8, g6
30	20	1,25	H8, n6

Таблица 29. Задания 2, по выбору параметров эвольвентного шлицевого соединения

Для эвольвентного шлицевого соединения выберите посадку, составьте условное обозначение и постройте предусмотренную посадку.

Вариант	D	m	Тип соединения	Центрирование по
1	8	0,5	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
2	10	0,8	<i>неподвижное</i>	Da , df
3	12	0,8	<i>неподвижное</i>	Df , da
4	15	2	<i>подвижное</i>	Df , da
5	20	1,25	<i>подвижное</i>	Da , df
6	25	1,25	<i>неподвижное</i>	<i>s, e</i>
7	30	0,8	<i>неподвижное</i>	Df , da
8	35	4	<i>неподвижное</i>	Df , da
9	40	2	<i>неподвижное</i>	<i>s, e</i>
10	45	2	<i>подвижное</i>	Df , da
11	50	1,25	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
12	55	2	<i>подвижное</i>	Da, df
13	60	3	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
14	75	3	<i>неподвижное</i>	Df , da
15	80	2	<i>неподвижное</i>	Df , da
16	100	5	<i>неподвижное</i>	Da , df
17	180	5	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
18	200	8	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
19	220	8	<i>подвижное</i>	<i>s, e</i>
20	240	8	<i>неподвижное</i>	Da , df
21	75	3	<i>подвижное</i>	Df , da
22	15	2	<i>подвижное</i>	Df , da
23	20	1,25	<i>неподвижное</i>	Df , da
24	25	1,25	<i>неподвижное</i>	<i>s, e</i>
25	30	0,8	<i>неподвижное</i>	Df , da
26	35	4	<i>неподвижное</i>	<i>s, e</i>
27	30	0,8	<i>неподвижное</i>	<i>s, e</i>
28	35	4	<i>неподвижное</i>	Da , df
29	40	2	<i>подвижное</i>	Df , da
30	45	2	<i>подвижное</i>	Df , da

4.2. Примеры графического выполнения курсовой работы

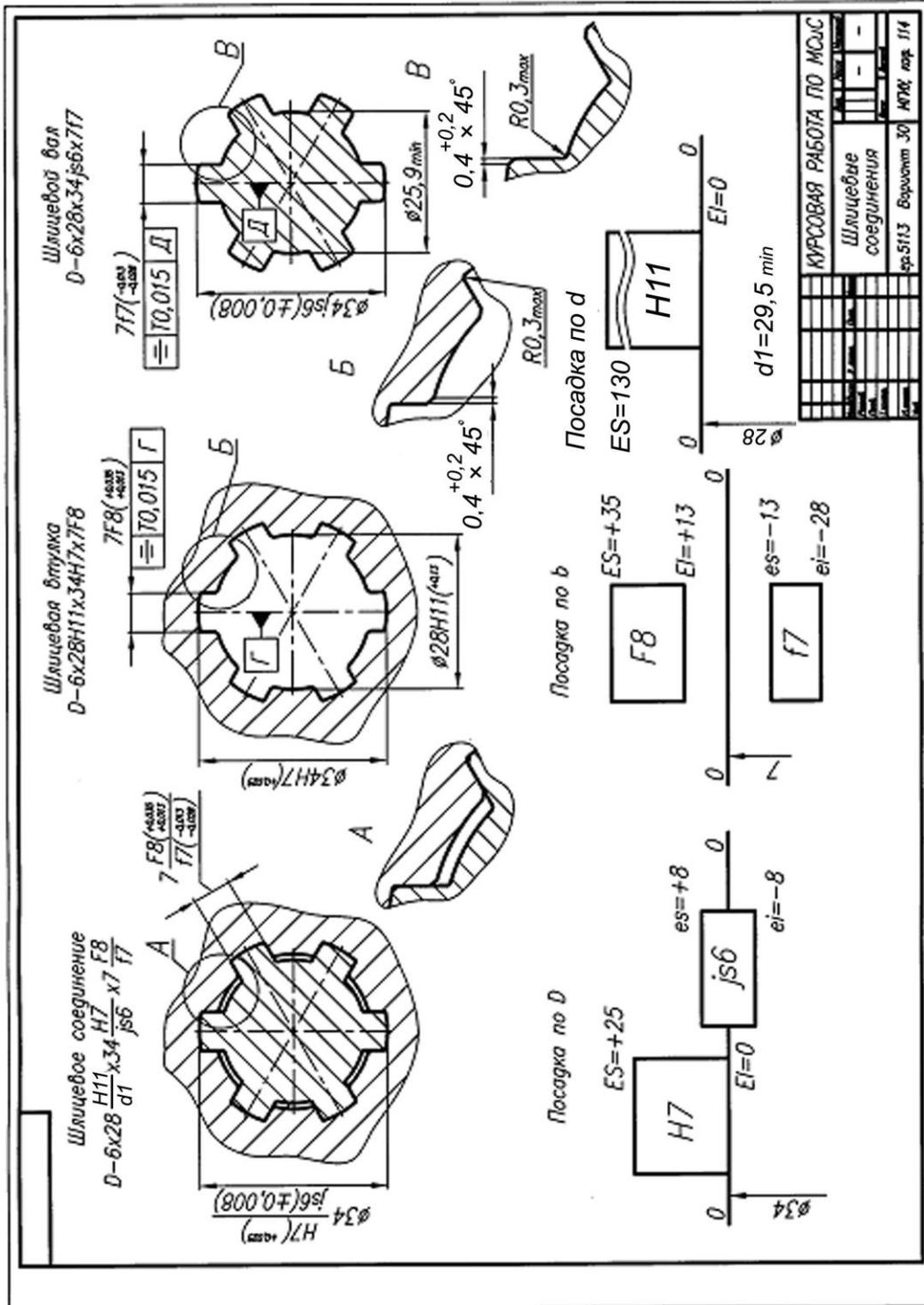


Рисунок 24. Пример листа курсовой работы при центрировании по «D»

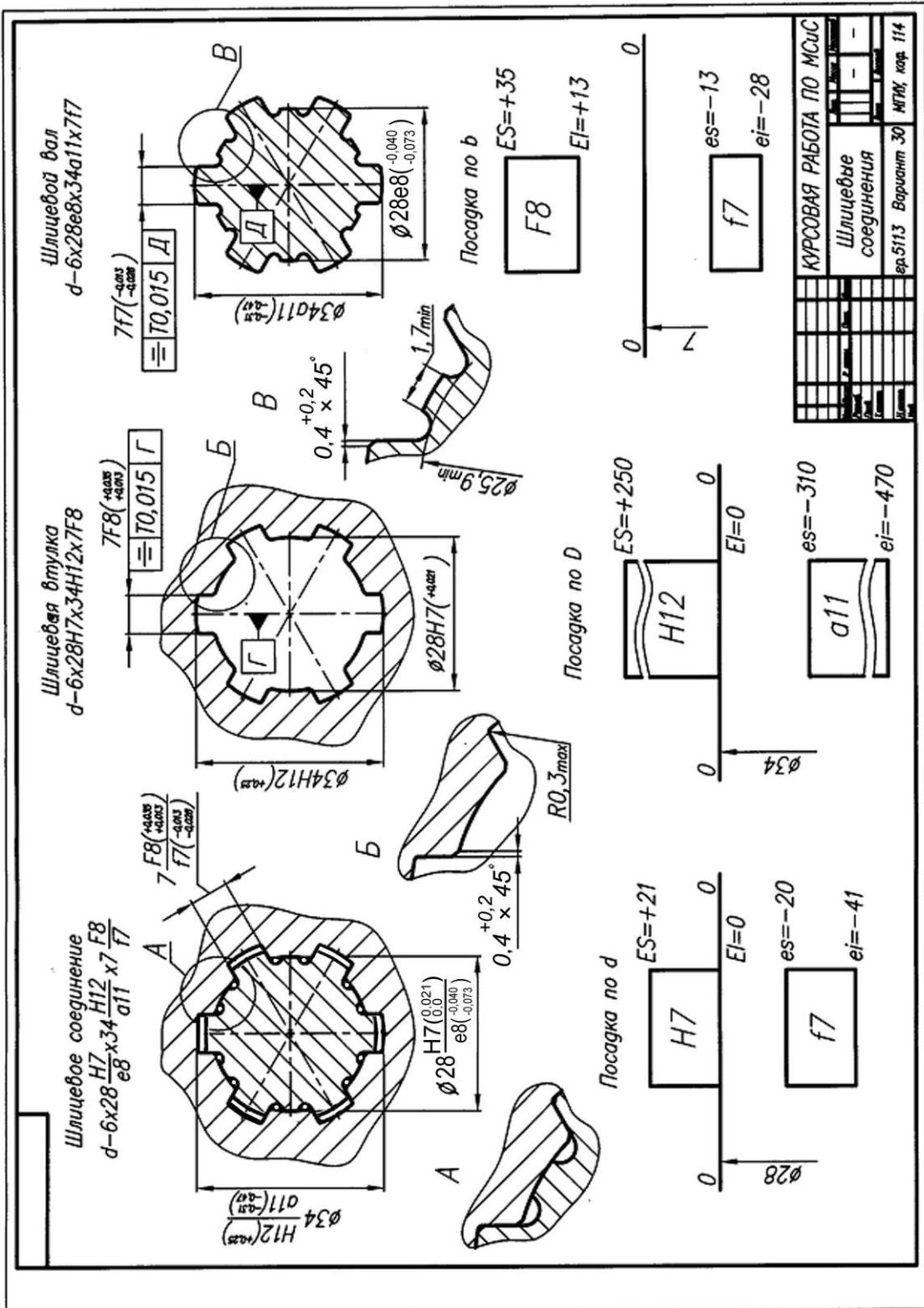


Рисунок 25. Пример листа курсовой работы при центрировании по «d».

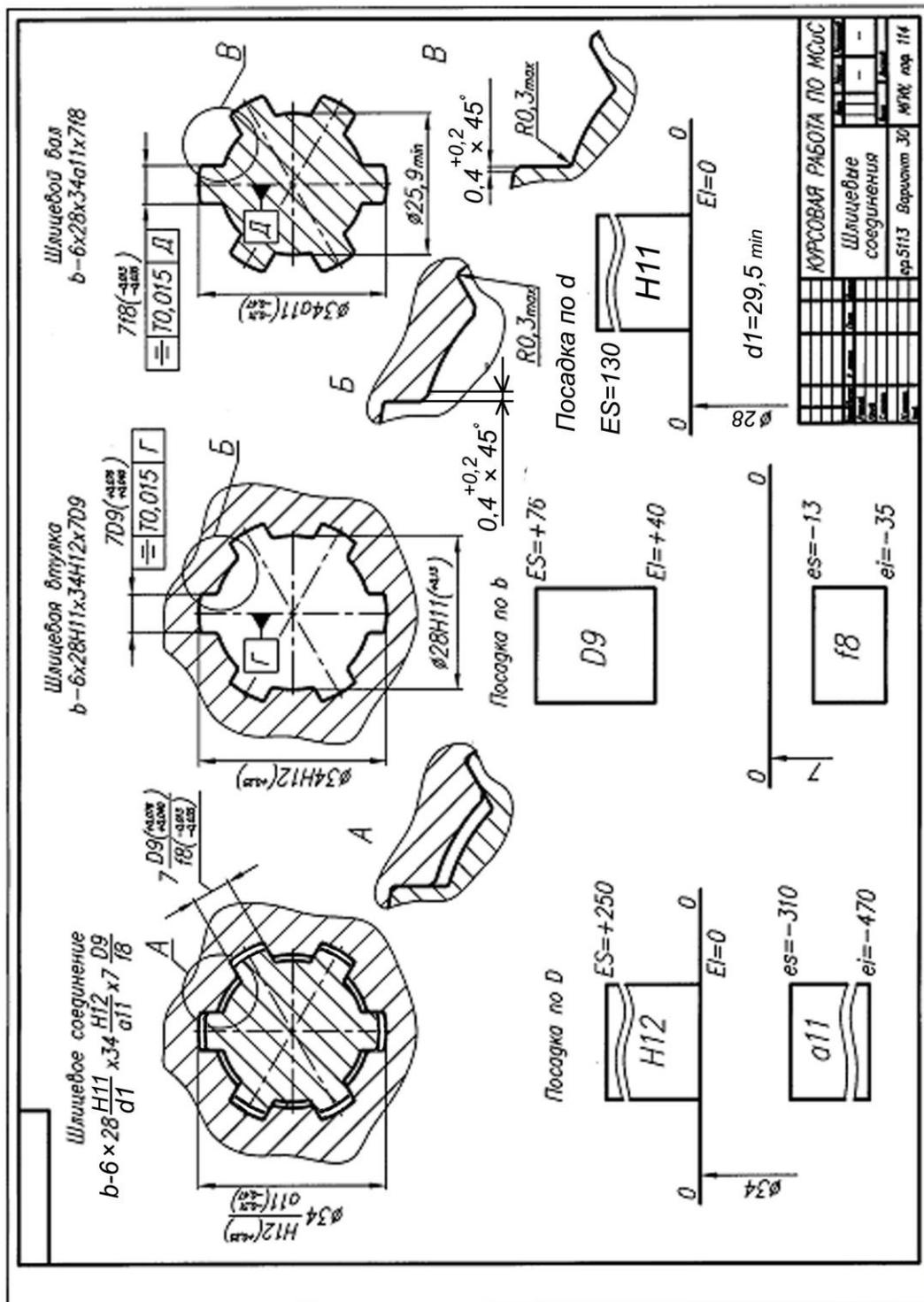


Рисунок 26. Пример листа курсовой работы при центрировании по «в».

Контрольные вопросы

1. Какие виды шлицевых соединений применяются в приборостроении и машиностроении?
2. Что означает центрирование шлицевых соединений?
3. Какие применяются способы центрирования?
4. Какие способы центрирования по соосности более точны?
5. Какие факторы влияют на выбор центрирования по наружному, либо по внутреннему диаметру?
6. Когда применяется центрирование по боковым сторонам зубьев?
7. Какие факторы определяют выбор посадок прямобочного шлицевого соединения?
8. Какие факторы влияют на выбор типа шлицевого соединения (прямобочное, эвольвентное, треугольное)?
9. В чем разница дифференциального и комплексного калибров для контроля шлицевых соединений?
10. Почему для подвижных шлицевых соединений нельзя применять посадки с малым зазором и тем более с нулевым?
11. В силу каких причин для ряда поверхностей шлицевого соединения обязательно предусмотреть на чертеже и выполнить в изделии выборки и фаски?
12. Можно ли по одному из размеров шлицевого соединения не указывать посадки?
13. Если по одному из диаметров шлицевого соединения посадки не указаны, то какие необходимо предусмотреть предельные размеры?
14. Влияет ли термообработка после изготовления составляющих элементов шлицевого соединения на соосность и собираемость?
15. Когда взамен шлицевого соединения возможно применение шпоночного?
16. Какую из посадок можно применить для подвижного шлицевого соединения H/j_s , H/f , H/h ?
17. Какой из видов центрирования рационален при относительно невысоких требованиях к соосности и подвижном соединении шлицевой пары?
18. При высоких требованиях к соосности и неразъемном соединении предположите вид центрирования и посадку для центрирующего диаметра из числа указанных (H/g , H/h , H/j_s , H/n)
19. Какое соединение выберете шлицевое или шпоночное для:
а) установки зубчатого колеса в коробке передач:

- б) установки шкива ременной передачи;
 - в) установки диска сцепления на первичный вал коробки передач автомобиля;
 - г) для передачи крутящего момента на ведущие колеса автомобиля;
20. Какие шлицевые соединения являются наиболее перспективными; почему?
 21. Какие шлицевые соединения, применяемые в машиностроении, не стандартизованы?
 22. Какие шлицевые соединения применяются в машиностроении для сопряжения изделий типа « труба в трубе »?
 23. Достоинства, недостатки эвольвентных шлицевых соединений ?
 24. Достоинства, недостатки прямобочных шлицевых соединений ?
 25. Влияет ли длина сопряжения на собираемость и характер соединения шлицевых деталей?
 26. Какого типа посадки применяют для неподвижных шлицевых соединений?
 27. В чем заключается основная особенность применяемых допусков и посадок эвольвентных шлицевых соединений?
 28. В чём отличительная особенность в обозначении посадок на размеры e и s в эвольвентных шлицевых соединениях?
 29. Какие предельные отклонения установлены на размеры e и s в эвольвентных шлицевых соединениях?
 30. Какой вариант центрирования в эвольвентных шлицевых соединениях применяется наиболее часто?
 31. Какой вариант центрирования в прямобочных шлицевых соединениях часто приводит к наихудшей соосности?
 32. В каком варианте центрирования для эвольвентных шлицевых соединений первоначально обозначено число, а затем буква основного отклонения?
 33. В каком варианте центрирования для эвольвентных шлицевых соединений в обозначении введена буква i ?
 34. С какими параметрами связан модуль в эвольвентных шлицевых соединениях?
 35. Какие отклонения и допуски эвольвентных шлицевых соединений называют суммарными или основными?
 36. Какие параметры лежат в основе выбора числа зубьев в эвольвентных шлицевых соединениях?

37. Можно ли анализируя посадки определить центрирующий диаметр шлицевого соединения?

38. По какому параметру предусмотрено центрирование эвольвентного

шлицевого соединения $30 \times 2 \times \frac{9H}{9h}$ ГОСТ 6033–80

39. Какое из соединений центрировано по внутреннему диаметру

а) $20 \times \frac{H7}{n6} \times 1,25$ ГОСТ 6033–80

б) $i40 \times 2 \times \frac{H7}{g6}$ ГОСТ 6033–80

40. Какое из соединений обеспечит натяг в сопряжении

а) $i40 \times 5 \times \frac{H7}{g6}$ ГОСТ 6033–80

б) $20 \times \frac{H7}{n6} \times 1,25$ ГОСТ 6033–80

в) $30 \times 2 \times \frac{9H}{9h}$ ГОСТ 6033–80

41. Какое из соединений обеспечивает более высокую соосность

а) d-6×26H7/e8×30H12/a11×7F8/f7;

б) $30 \times 2 \times \frac{9H}{9h}$ ГОСТ 6033–80

в) b-6×26H11/a10×30H12/a11×7F10/d9

42. В каком из соединений предусмотрено большее количество зубьев:

а) $i40 \times 2 \times \frac{H7}{n6}$ ГОСТ 6033–80

б) $i40 \times 0,8 \times \frac{H7}{h6}$ ГОСТ 6033–80

в) $i40 \times 5 \times \frac{H7}{g6}$ ГОСТ 6033–80

43. Какое из соединений имеет более высокую прочность зубьев

а) d-6×26H7/e8×30H12/a11×7F8/f7

б) $30 \times 2 \times \frac{9H}{9h}$ ГОСТ 6033–80

в) b-6×26H11/a10×30H12/a11×7F10/d9

44. Какому из диаметров соответствует число **8** в формуле

$$8 \times 0,5 \times \frac{11H}{10d} \text{ ГОСТ } 6033-80$$

45. Какое из соединений может обеспечить наибольшую подвижность при высокой соосности

а) d-10×28H7/f7×35H12/a11×4D9/f8

б) b-10×28H11/a10×35H12/a11×4D9/e8

в) D-10×28H11/a10×35H7/n6×4F8/h8

г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{8k}$ ГОСТ 6033–80

46. Какое из соединений может обеспечить наименьшую подвижность при высокой соосности

а) d-10×28H7/f7×35H12/a11×4D9/f8

б) b-10×28H11/a10×35H12/a11×4D9/e8

в) D-10×28H11/a10×35H7/n6×4F8/h8

г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{8k}$ ГОСТ 6033–80

47. Какое из соединений может обеспечить наименьшую подвижность

а) d-10×28H7/f7×35H12/a11×4D9/f8

б) b-10×28H11/a10×35H12/a11×4D9/e8

в) $D-10 \times 28H11/a10 \times 35H7/n6 \times 4F8/h8$

г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{8k} \text{ ГОСТ } 6033-80$

48. Какое из соединений может обеспечить наибольшую подвижность при высокой соосности

а) $i \ 60 \times 3 \times \frac{H7}{f7} \text{ ГОСТ } 6033-80$

б) $60 \times \frac{H7}{f6} \times 3 \text{ ГОСТ } 6033-80$

в) $b-10 \times 28H11/a10 \times 35H12/a11 \times 4D9/e8$

г) $60 \times 3 \times \frac{9H}{8f} \text{ ГОСТ } 6033-80$

49. Какое из соединений может обеспечить наибольшую соосность

а) $i \ 35 \times 2 \times \frac{H7}{g6} \text{ ГОСТ } 6033-80$

б) $35 \times \frac{H7}{f7} \times 2 \text{ ГОСТ } 6033-80$

в) $b-10 \times 28H11/a10 \times 35H12/a11 \times 4D9/e8$

г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{9k} \text{ ГОСТ } 6033-80$

50. Какое из соединений может обеспечить наименьшую соосность

а) $35 \times 2 \times \frac{H7}{g6} \text{ ГОСТ } 6033-80$

б) $35 \times \frac{H7}{f7} \times 2 \text{ ГОСТ } 6033-80$

в) $b-10 \times 28H11/a10 \times 35H12/a11 \times 4D9/e8$

г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{9k} \text{ ГОСТ } 6033-80$

51. Какое из соединений может обеспечить наибольшую подвижность

- а) $i\ 35 \times 2 \times \frac{H7}{g6}$ ГОСТ 6033–80
- б) $35 \times \frac{H7}{f7} \times 2$ ГОСТ 6033–80
- в) b-10×28H11/a10×35H12/a11×4D9/e8
- г) $35 \times 2 \times \frac{9H}{9k}$ ГОСТ 6033–80

52. Почему эвольвентные шлицевые соединения сегодня вытесняют шлицевые прямобоочные соединения?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дымов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация. 2-е издание. – Санкт-Петербург: «ПИТЕР», 2004.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки. Учебное пособие. 3-е изд. – СПб: Питер, 2004 – 207 с.: ил.
3. Крайнев А.Ф. Детали машин: Словарь справочник.-М.: Машиностроение, 1992.-480с.: ил.
4. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. "Взаимозаменяемость стандартизация и технические измерения": учебник для втузов,-6-е изд.,-М.: Машиностроение, 1987.-352с: ил.
5. Мягков В.Д., Допуски и посадки. Справочник.-Л.: Машиностроение, 1978.
6. Болдин Л. А. "Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении": учебное пособие для вузов. - 2-е изд. - М.:Машиностроение, 1984 - 272 с., ил.
7. Козловский Н. С., Ключников В. М. Сборник примеров и задач по курсу "Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения": учебное пособие. - М.:Машиностроение, 1983 - 304 с., ил.
8. Белкин И. М. "Допуски и посадки". Справочник. - .:Машиностроение, 1992 - 528 с., ил.
9. Марков Н.Н. , Осипов В.В., Шабалина М.Б., Нормирование точности в машиностроении: Учеб. Для машиностроит. спец. Вузов./под ред Ю.М. Соломенцева. 2-е изд., испр.и доп.-М.: Высш. шк; Издательский центр «Академия», 2001.-335с.: ил.

10. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора: Справочник – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. – 464 с.
11. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч. 2. – 448 с.
12. Ганевский Г.М., Гольдин И.И. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении: Учеб. для проф. учеб. заведений. – 3-е изд., стереотип. – М.: Высшая школа; Издательский центр «Академия», 1998. – 288 с.
13. ГОСТ 21425-75 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные, методы расчёта нагрузочной способности. Издательство стандартов 1978.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ВВЕДЕНИЕ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ	3
ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	3
1.1 Назначение и применение.....	3
1.2 Терминология и виды.....	3
1.3 Применение шлицевых соединений	7
2. ПРЯМОБОЧНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	9
2.1 Методы центрирования.....	9
2.2 Допуски и посадки при центрировании по наружному,.....	10
внутреннему диаметрам и по ширине зубьев.	10
2.3 Обозначение допусков и посадок прямобочных шлицевых	12
соединений на чертежах.....	12
Выбор размеров шлицевых соединений	13
2.5. Посадки прямобочных шлицевых соединений	14
2.6. Пример выбора допусков и посадок прямобочных шлицевых	15
соединений.....	15
2.7. Контроль прямобочных шлицевых соединений	21
2.8.1 Контроль прямобочного шлицевого отверстия.....	21
2.8.2 Контроль шлицевого прямобочного вала	22

3. ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	25
3.1. Назначение и применение.....	25
3.2. Геометрические характеристики	26
3.3. Центрирование и посадки	26
3.4.Обозначение шлицевых эвольвентных соединений.....	34
3.5. Пример выбора параметров эвольвентного шлицевого соединения.....	36
Контроль параметров шлицевого эвольвентного соединения.....	39
4. ТРЕУГОЛЬНЫЕ ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	39
4.1. Назначение и параметры	39
4.2. Пример выбора параметров треугольного шлицевого соединения.....	45
4. П Р И Л О Ж Е Н И Я.....	50
4.1. Справочные материалы.....	50
4.2. Примеры графического выполнения курсовой работы.....	76
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	79
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	84
СОДЕРЖАНИЕ	85
СПИСОК ИЛЛЮСТРАЦИЙ	86

СПИСОК ИЛЛЮСТРАЦИЙ

Рисунок 1. Виды шлицевых соединений:.....	4
Рисунок 2.Форма профилей шлицевых соединений.....	5
Рисунок 3. Варианты исполнения прямобочных шлицевых поверхностей	8
Рисунок 4. Методы центрирования прямобочных шлицевых соединений	12
Рисунок 5. Схема расположения полей допусков	18
Рисунок 6. Чертежи шлицевого соединения.....	20
Рисунок 7. Калибры-пробки для контроля шлицевого прямобочного отверстия:	22
Рисунок 8. Калибры для контроля шлицевого прямобочного вала:.....	23
Рисунок 9. Полный комплект калибров для контроля прямобочного шлицевоговала и отверстия.	24
Рисунок 10. Эвольвентные шлицевые: а-вал, б-штулка	25
Рисунок 11. Параметры эвольвентного шлицевого соединения.....	26

Рисунок 12. Центрирование по наружному диаметру ШЭС.....	28
Рисунок 13. Центрирование по боковым сторонам ШЭС.	28
Рисунок 14. Посадки при центрировании по $D_f = d_a$	31
Рисунок 15. Посадки при центрировании по $s = e$	33
Рисунок 16. Расположение полей допусков толщины зуба s и ширины впадины e эвольвентного шлицевого соединения.	34
Рисунок 17. Шлицевое эвольвентное соединение при центрировании по боковым сторонам зубьев.	35
Рисунок 18. Графическое представление посадок шлицевого соединения 65x3x 9H/9g Гост 6033-60.....	38
Рисунок 19. Параметры треугольного шлицевого соединения.....	40
Рисунок 20. Посадки для треугольного шлицевого соединения	42
Рисунок 21. Номограмма D , $M_{кр}$, l	43
Рисунок 22. Геометрические соотношения.....	47
Рисунок 23. Алгоритм выбора параметров прямобочного шлицевого соединения	69
Рисунок 24. Пример листа курсовой работы при центрировании по « D ».....	76
Рисунок 25. Пример листа курсовой работы при центрировании по « d ».....	77
Рисунок 26. Пример листа курсовой работы при центрировании по « b ».....	78
Таблица 1. Параметры шлицевого эвольвентного соединения	27
Таблица 2. Номинальные значения основных параметров эвольвентных шлицевых соединений (1-го ряда, часто применяемые)	29
Таблица 3. Посадки при центрировании по наружному диаметру $D_f = d_a$	29
Таблица 4. Посадки при центрировании по боковыми поверхностям $s = e$	31
Таблица 5. Посадки при центрировании по внутреннему диаметру $D_a = d_f$	33
Таблица 6. Результаты.	37
Таблица 7.....	41
Таблица 8. Значения $[\sigma_{см}]$, МПа для различных условий эксплуатации.....	44
Таблица 9. Расчёт параметров треугольного шлицевого соединения.....	46
Таблица 10. Посадки прямобочных шлицевых соединений в зависимости от принятого метода центрирования и от условий эксплуатации.....	50
Таблица 11. Основные размеры шлицевой втулки шлицевого вала, мм.....	51
Таблица 12. . Основные размеры шлицевой втулки шлицевого вала, мм.....	52
Таблица 13. . Основные размеры шлицевой втулки шлицевого вала, мм.....	53
Таблица 14. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров.....	54
Таблица 15. Рекомендуемые поля допусков и посадок для размеров.....	55
Таблица 16. Рекомендуемые поля допусков и посадок для размеров.....	56
Таблица 17. Поля допусков нецентрирующих диаметров	56
Таблица 18. Допуски симметричности боковых сторон шлицев	57
Таблица 19. Значения допусков, мкм	57
Таблица 20. Основные отклонения отверстий и валов для посадок с зазором при размерах от 1 до 500 мм.....	58
Таблица 21. Основные отклонения отверстий и валов для посадок с натягом при размерах от 1 до 500 мм.....	59
Таблица 22. Основные отклонения отверстий и валов для переходных посадок при размерах от 1 до 500 мм.....	60
Таблица 23. Значения отклонений Δ , мкм (для переходных посадок)	60

Таблица 24. Варианты заданий по выбору прямобочного шлицевого соединения.....	61
Таблица 25. Шлицевые эвольвентные соединения.	63
Таблица 26. Основные ряды нормальных линейных размеров	70
Таблица 27.....	71
Таблица 28. Задания 1 по эвольвентному шлицевому соединению.....	72
Таблица 29. Задания 2 по эвольвентному шлицевому соединению.....	75