



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ ПО  
ДИСЦИПЛИНЕ НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ В  
МАШИНОСТРОЕНИИ**

Разработаны

Кошляковой И.Г.

Ростов-на-Дону

2021 г.

## Занятие 1. Основные положения нормирования точности

### *Термины и определения*

Для обеспечения определенного уровня качества серийно выпускаемых изделий необходимо, чтобы все и одного назначения (номенклатуры, типоразмера) были практически одинаковыми. Различия между ними должны быть незначительны настолько, чтобы любая из деталей собиралась с ответными, а собранные вместе они составляли изделие, практически неотличимое в работе от других аналогичных. Детали, и более сложные изделия, если они отвечают поставленным требованиям, называются взаимозаменяемыми.

Качество изделий зависит от геометрической точности деталей, входящих в них. Регулирование качества предусматривает комплекс организационно-технических мероприятий, направленных на обеспечение необходимой точности размерных или других параметров деталей и изделий. Одним из основных путей получения заданной точности (качества) является применение принципов взаимозаменяемости.

**Точность** – это степень приближения истинного значения свойств и показателей изделия к их теоретическому заданному значению. Точность – понятие комплексное, и может быть оценена точностью размеров элементов детали, точностью формы поверхностей и их взаимным расположением, волнистостью и шероховатостью. Нормирование точности размеров регламентируется стандартами Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) через систему Государственных стандартов. Регулирование качества предусматривает комплекс организационно-технических мероприятий, направленных на обеспечение необходимой точности размерных или других параметров деталей и изделий.

**Размер** – это основная характеристика деталей, соединений и изделий в целом. При нормировании точности различают размеры номинальный, предельные и действительный. На чертежах проставляется **номинальный** размер. Он получается из расчета на прочность, жесткость, точность изделия или принимается конструктивно. **Номинальный размер** – это основной размер, определяемый исходя из функционального назначения детали или сборочной единицы. Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета предельных отклонений.

**Действительный размер** – это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Для того, чтобы изделие отвечало своему целевому назначению каждый из его действительных размеров должен находиться между двумя соответствующими **предельными** размерами – **наибольшим и наименьшим**. Разность этих размеров образует **допуск**. Допуск является мерой точности изготовления: чем меньше допуск, тем выше точность. Таким образом, с помощью допуска ограничивается допустимая погрешность изготовления. Допуск определяется также как абсолютная величина алгебраической разности верхнего и нижнего

предельных отклонений и всегда является положительной величиной. Таким образом, допуск – это интервал размеров, в пределах которого параметр считается годным.

Все размеры можно разделить на свободные и сопрягаемые. Сопрягаемые размеры определяют расположение поверхностей, по которым детали не соприкасаются в изделии с другими деталями. К сопрягаемым относят те размеры, по которым детали соприкасаются, образуя подвижные или неподвижные соединения. Именно они важны для обеспечения взаимозаменяемости.

Размеры всех элементов деталей независимо от их формы условно делят на три вида: размеры валов (охватываемые), размеры отверстий (охватывающие) и размеры, не относящиеся ни к валам, ни к отверстиям (остальные). Из рис.1 видно, что характерным признаком охватываемого размера является то, что с обеих сторон от выносных линий материал выходит за размер. Для охватываемых размеров – наоборот: с обеих сторон от выносных линий материал входит в размер.

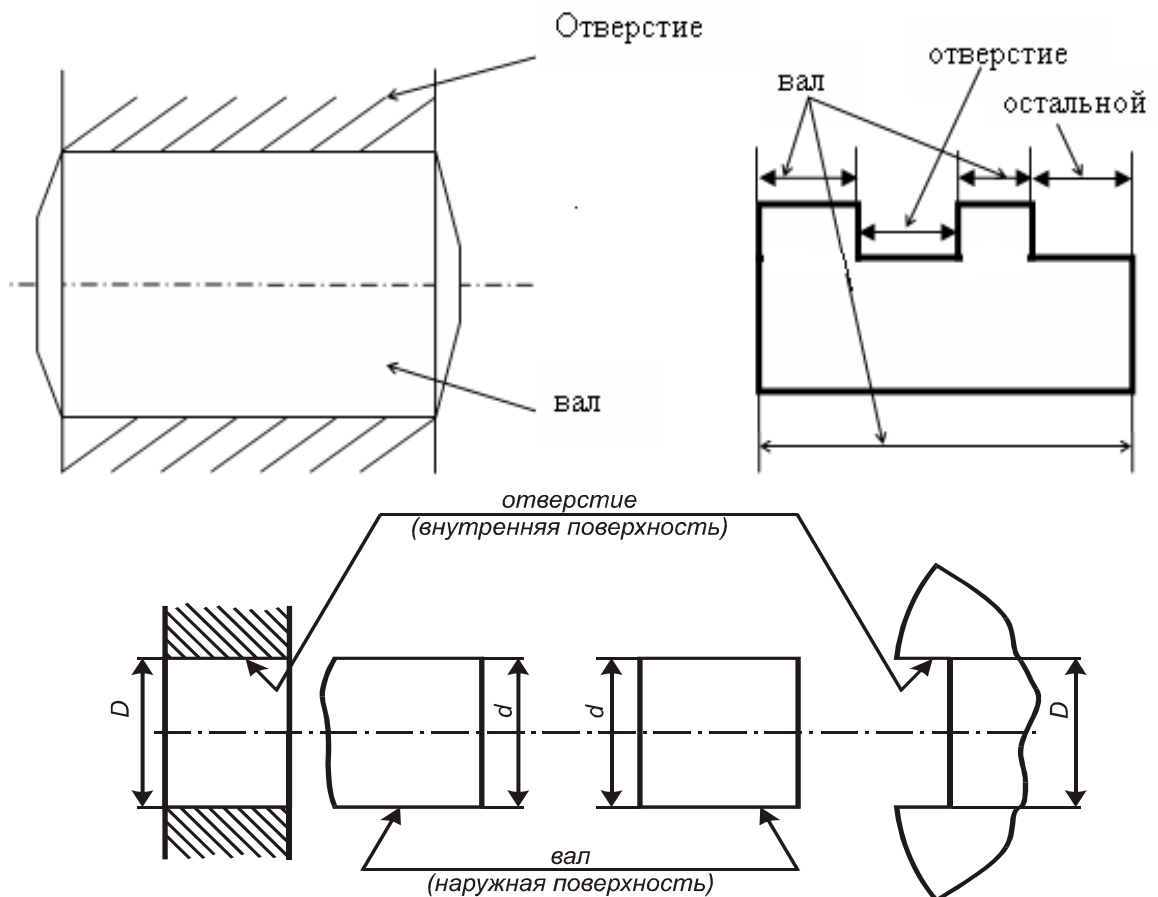


Рис. 1. Принципы определения видов размеров

Для несопрягаемых элементов деталей определение вида размера выполняют с помощью технологического принципа: если при обработке от базовой поверхности размер элемента увеличивается, то это – отверстие, а если размер элемента уменьшается, то это – вал.

Для удобства на чертежах принято указывать номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по его

отклонениям от номинального размера, верхнему и нижнему, соответственно. На схемах соединений деталей (рис.2) номинальному размеру соответствует нулевая линия, от которой отсчитывают в плюс (вверх) и минус (вниз) предельные отклонения отверстия и вала, а заштрихованные прямоугольники являются полями допусков. **Поле допуска** – это графическое изображение допуска. Оно отличается от допуска тем, что определяет не только величину, но и расположение этого допуска относительно номинального размера. На схемах соединений двух деталей (посадок) и в расчетах принято обозначать параметры, относящиеся к отверстиям, заглавными буквами, а параметры, относящиеся к валам – строчными буквами. На рис. 2 приведены обозначения:  $D(d)$  – номинальный размер отверстия (вала);  $D_{\max}(d_{\max})$  – наибольший (максимальный),  $D_{\min}(d_{\min})$ , – наименьший (минимальный) размеры отверстия (вала),  $ES(es)$  – верхнее предельное отклонение отверстия (вала);  $EI(ei)$  – нижнее предельное отклонение отверстия (вала). Допуск всегда обозначают буквой  $T$ , а рядом ставится обозначение параметра, для которого определяется допуск. Таким образом,  $TD(Td)$  – допуски размеров отверстия и вала, соответственно. На рис. 2 приведены также формулы для определения предельных отклонений и допусков размеров.

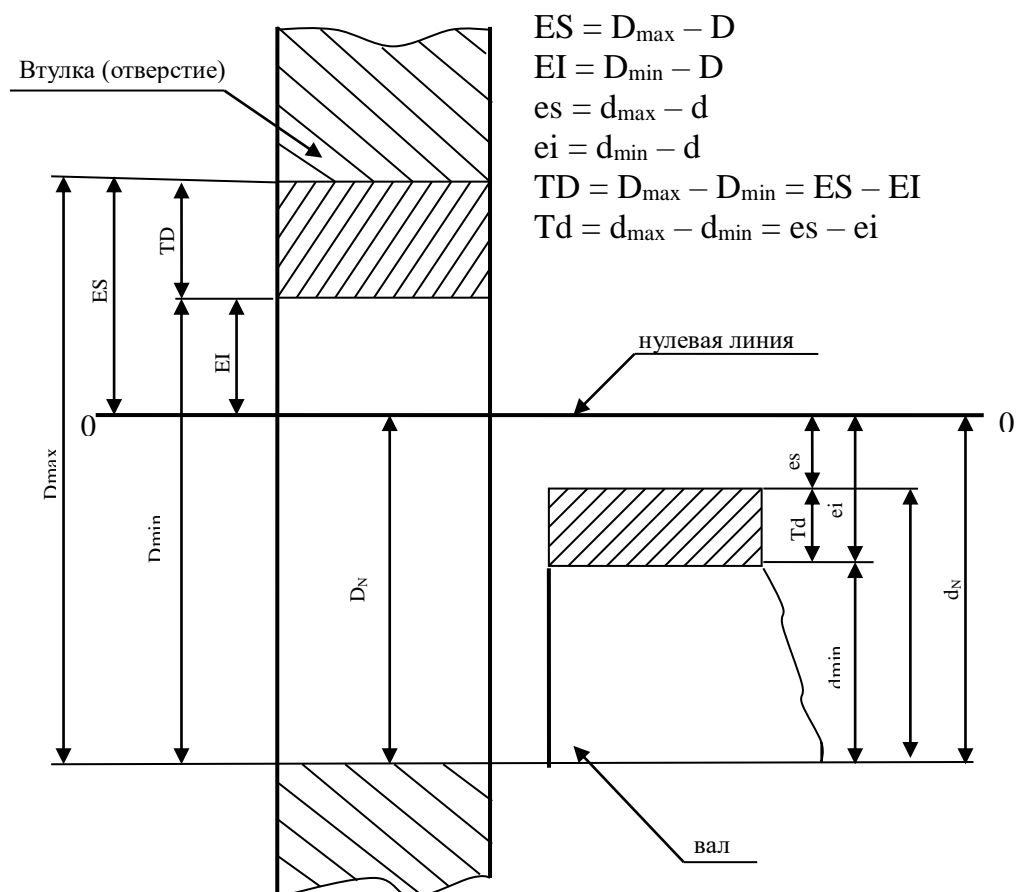


Рис. 2. Схема соединения отверстия и вала (посадка)

При нанесении на чертежах размеров с предельными отклонениями следует соблюдать следующие правила: верхнее и нижнее отклонения записывают в две строки, располагая верхнее отклонение над нижним

(например,  $60^{+0,05}_{+0,02}, 10^{+0,006}_{-0,016}, 70^{-0,2}_{-0,5}$ ); количество знаков при записи предельных отклонений должно быть одинаковым (например,  $60^{+0,146}_{+0,100}$ ); отклонения, равные нулю, не указывают (например,  $40^{+0,1}$ ,  $15_{-0,07}$ ); при симметричном расположении отклонений их значение задают после знака  $\pm$  цифрами, равными по высоте цифрам номинального размера (например,  $20 \pm 0,01$ ). В справочниках значения предельных отклонений приведены в микрометрах (мкм). На чертежах предельные отклонения указываются в одной записи с номинальным размером и должны иметь с ним одинаковые единицы измерений, то есть мм. При переводе значений предельных отклонений следует помнить соотношение:  $1 \text{ мкм} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$ .

## Занятие 2. Виды посадок

В машинах и механизмах соединения деталей могут быть подвижными или неподвижными. Характер соединения деталей называется посадкой. Номинальный размер посадки – общий для отверстия и вала, составляющих соединение. Необходимый характер соединения достигается за счет относительного смещения полей допусков сопрягаемых деталей.

Подвижные соединения характеризуются наличием зазоров. Зазор  $S$  – положительная разность действительных размеров отверстия и вала, когда размер отверстия больше размера вала. На схемах расположения полей допусков посадки с зазором поле допуска отверстия всегда расположено над полем допуска вала, что обеспечивает большую величину размера отверстия по сравнению с валом (рис. 1).

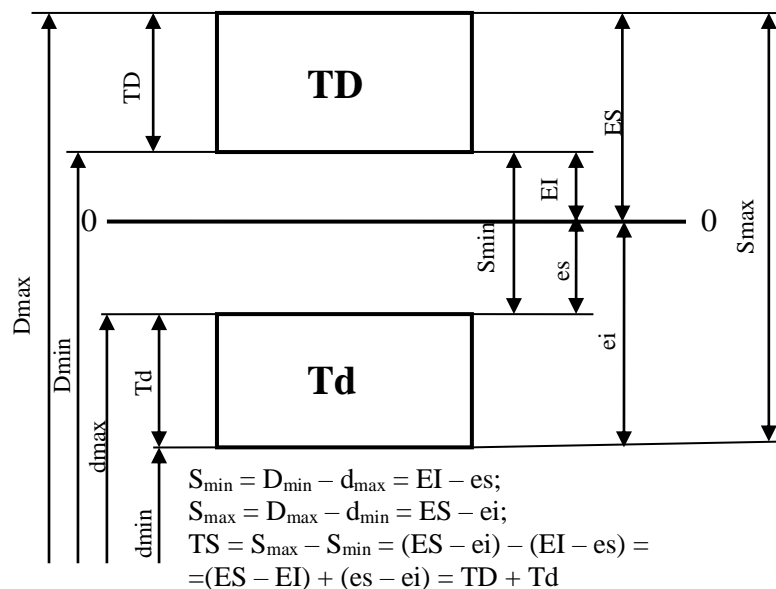


Рис. 1. Схема расположения полей допусков при посадке с зазором

Поскольку детали, поступающие на сборку, изготовлены с отклонениями, то зазор в отдельных соединениях будет получаться различным, годное соединение в предельных случаях может иметь либо наименьший  $S_{\min}$ , либо наибольший  $S_{\max}$ . Так как зазор является приемлемым в откладываемом интервале значений, введено понятие допуска зазора  $TS$ .

Интервал, в пределах которого находится значение действительного зазора в соединениях, называется *допуском зазора*.

Неподвижные соединения характеризуются, как правило, наличием натяга. Натяг  $N$  – это разность размеров валов и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Расположение полей допусков при посадке с натягом характеризуется тем, что поле допуска вала находится над полем допуска отверстия (рис. 2). Посадка с натягом характеризуется двумя предельными натягами  $N_{\max}$  и  $N_{\min}$ , а также допуском натяга  $TN$ . Допуск натяга, аналогично допуску зазора, характеризует интервал, в пределах которого может находиться действительный натяг в соединениях.

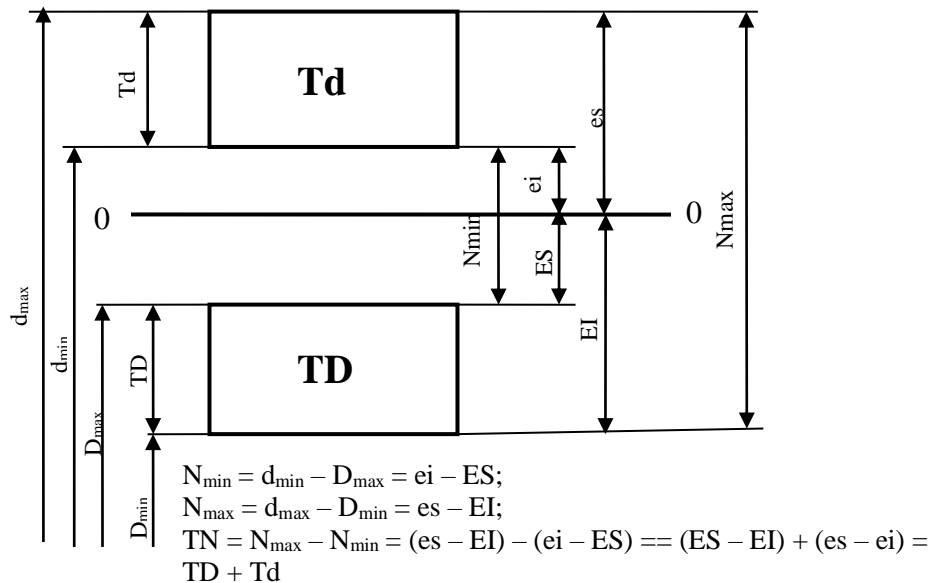


Рис. 2. Расположение полей допусков при посадке с натягом

Разновидностью неподвижных соединений являются переходные посадки, при которых после сборки может получиться либо натяг, либо зазор. Неподвижность таких соединений обеспечивается введением дополнительных конструктивных элементов (креплением шпонками, болтами, штифтами). При переходных посадках (рис. 3) поля допусков сопрягаемых деталей частично или полностью перекрываются. Переходные посадки характеризуются: предельными максимальными зазором  $S_{\max}$  и натягом  $N_{\max}$ , а также допуском переходной посадки  $T_{S,N}$ . Как видно из предыдущих формул, допуск любой посадки также можно определить как сумму допусков сопрягаемых отверстия и вала, и в общем случае он будет характеризовать интервал, в пределах которого может изменяться действительное значение характеристики плотности соединения.

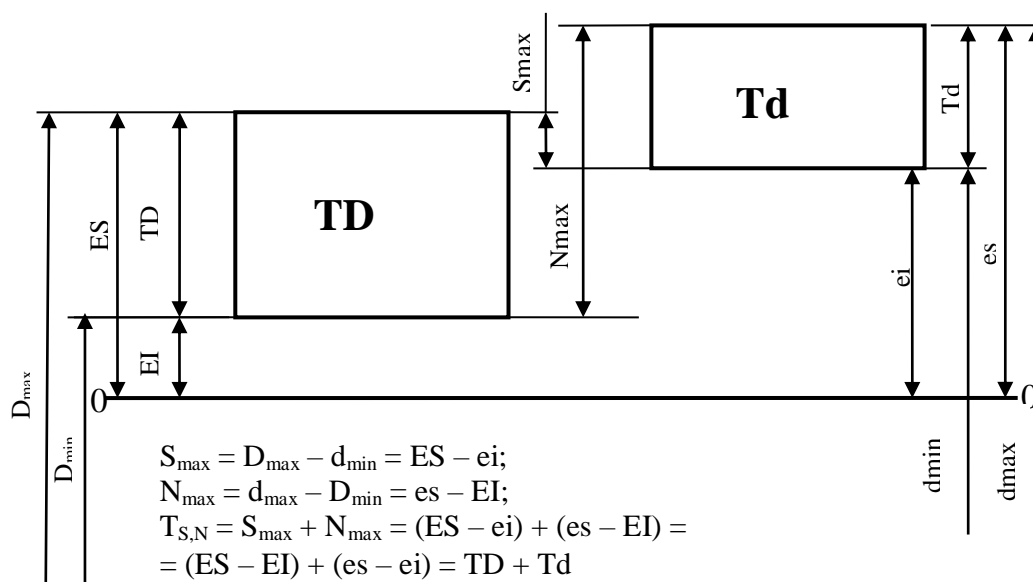


Рис. 3. Расположение полей допусков при переходной посадке

### Занятие 3. Принципы построения Единой Системы Допусков и Посадок (ЕСДП)

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок закономерно построенных на основе опыта теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для применения вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их составных частей, обуславливает повышение качества продукции.

**Первый принцип** – все номинальные размеры разбиты на интервалы. Интервалы номинальных размеров подразделяются на основные и промежуточные. Основные используются для определения допусков системы и тех предельных отклонений, которые более плавно изменяются в зависимости от номинального размера. Промежуточные интервалы используются для предельных отклонений, связанных с номинальным размером крутой зависимостью.

Весь диапазон размеров до 10000 разбит на 26 интервалов (13 интервалов – до 500 мм и 13 интервалов – от 500 до 10000 мм) таким образом, чтобы табличный допуск, подсчитанный по среднему размеру интервала (среднему геометрическому  $D_u = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$ ), отличался бы от допусков для крайних размеров интервалов  $D_1$  и  $D_2$  не более чем на (5...8) %.

**Второй принцип** – установление квалитетов. Квалитет – это условный уровень точности (от англ. quality – качество). Квалитеты обозначаются арабскими цифрами. Установлен ряд квалитетов в порядке уменьшения

точности: 01; 0; 1; 2; 3;...17, 18. Квалитеты IT01; IT0 и IT1 предназначены для нормирования точности плоскопараллельных концевых мер длины, IT2, IT3 и IT4 – для гладких калибров (пробок и скоб); IT5 ... IT17 – производственные квалитеты для металлических деталей, в которых IT4...IT6 используются для высокоточных деталей; IT7, IT8 применяются для деталей ответственных соединений в машиностроении и приборостроении, а IT9, IT10 – для деталей неответственных соединений (сельскохозяйственное машиностроение, грузовые автомобили, подъемно-транспортное оборудование и т.д.). Квалитеты IT11, IT12 – используются также для неответственных соединений, в которых требуются большие зазоры, при значительных температурных перепадах, при работе в запыленных условиях; IT12...IT17 назначаются для размеров металлических деталей с неуказанными допусками, т.е. для несопрягаемых размеров; IT18 предназначен для деталей из пластмасс. Сокращенная запись допуска по квалитету, например, IT7 – допуск по 7 квалитету.

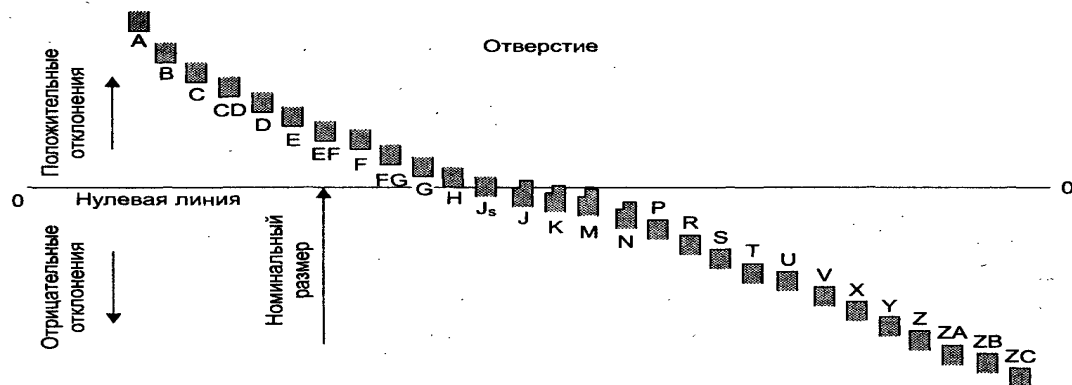
Допуски рассчитаны на основе единицы допуска, например:

Для размеров до 500 мм  $i=0,45 \cdot \sqrt[3]{D_u} + 0,001 D_u$ .

Для размеров свыше 500 до 1000 мм  $i=0,004 D_u + 2,1$ .

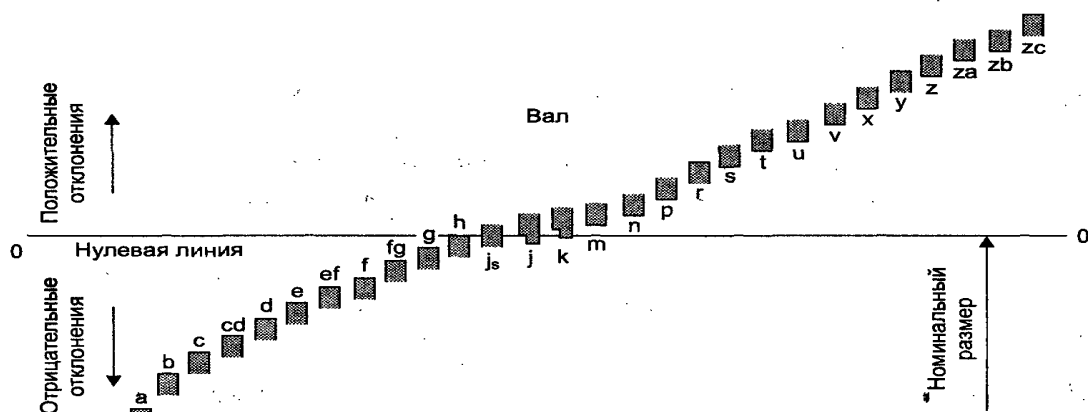
Допуск выражается определенным, постоянным для данного квалитета, числом единиц допуска.

**Третий принцип** – установление основных отклонений. Из двух предельных отклонений основным считается отклонение, ближайшее к нулевой линии (выше нулевой линии – EI (ei), ниже – ES (es)). Каждое расположение основного отклонения обозначается латинской буквой – строчной для валов, заглавной для отверстий. Буквы идут в алфавитном порядке от A до ZC. Каждому из основных отклонений соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которого должно начинаться поле допуска. Конец поля допуска зависит от квалитета, как показано на рис. 1.



а)





б)

Рис. 1. Схема расположения основных отклонений:

а) отверстий для образования посадок в системе вала:

б) валов для образования посадок в системе отверстия

Буквой *h* обозначается поле допуска ( $es=0$ ) основного вала, *H* — поле допуска основного отверстия ( $EI$ ). Таким образом, допуск для основного вала начинается от нулевой линии и направлен вниз, для основного отверстия — от нулевой линии вверх.

Посадки могут быть образованы в системе отверстия или в системе вала. В системе отверстия различные зазоры и натяги получаются подбором валов с различными полями допусков к основному отверстию (*H*). В посадках в системе вала необходимые зазоры и натяги получаются подбором различных полей допусков отверстий к основному валу (*h*). Выбор системы определяется конструктивно, технологически и экономически. Точные отверстия обрабатывают режущим размерным инструментом (сверлами, зенкерами, развертками и т.п.), валы — одним резцом или шлифовальным кругом. В системе отверстия различных по предельным размерам отверстий меньше, чем в системе вала, следовательно, система отверстия принимается как предпочтительная. Это сокращает номенклатуру режущих обрабатывающих инструментов.

В системе отверстия основные отклонения валов от *a* до *h* предназначены для образования посадок с зазором от *p* до *ZC* — с натягом; от *js* до *n* — переходных посадок. В системе вала: отверстия *A* — *H* — для посадок с зазором, *Js* — *N* — переходных посадок, *P* — *ZC* — для посадок с натягом.

Система вала принимается в случаях различных посадок на вал постоянного диаметра, когда валы могут быть изготовлены из калиброванных прутков без дополнительной механической обработки, а также при посадках стандартных деталей (шпонки, подшипники качения).

Соединение обозначается в виде дроби:  $\varnothing 120 \frac{H7}{g6} \begin{pmatrix} +0,040 \\ -0,014 \\ -0,039 \end{pmatrix}$ . На первом месте

стоит значение номинального размера (диаметра или размера другой конфигурации) в мм. Затем в виде дроби записывается посадка: в числителе обозначается поле допуска отверстия, в знаменателе — поле допуска вала. Причем обозначение поля допуска состоит из буквы (основного отклонения)

и числа (калитета). В скобках записываются числовые значения предельных отклонений в мм. По условному обозначению посадки можно определить систему и вид посадки. Система посадки соответствует той детали, которая обозначена основным отклонением  $H(h)$ , вид посадки определяется по основному отклонению другой детали в соединении. Например, Приведенная выше посадка является посадкой в системе отверстия ( $H$  – в числителе – у отверстия), с зазором (основное отклонение  $g$  применяется для посадок с зазором).

Примеры решения задач.

Задача 1. Выбрать предельные отклонения сопрягаемых деталей, построить схему посадки и рассчитать основные характеристики.

Дана посадка  $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$ .

Решение.

Определяем, что  $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$  является посадкой с зазором в системе отверстия.

Определяем предельные отклонения и допуски вала и отверстия.

$\varnothing 125 H7$ :  $ES = +40$ ,  $EI = 0$ ;

$TD = ES - EI = +40 + 0 = 40$  мкм.

$\varnothing 125 f6$ :  $es = -43$ ,  $ei = -68$ ;

$Td = es - ei = -43 - (-68) = 25$  мкм

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$D_{max} = D_{ном} + ES = 125 + 0,040 = 125,040$  мм

$D_{min} = D_{ном} + EI = 125 + 0 = 125,000$  мм

$d_{max} = d_{ном} + es = 125 - 0,043 = 124,957$  мм

$d_{min} = d_{ном} + ei = 125 - 0,068 = 124,932$  мм

Определяем предельные зазоры соединения.

$S_{max} = ES - ei = +40 - (-68) = 108$  мкм

$S_{min} = EI - es = 0 - (-43) = 43$  мкм

Строим схему полей допусков, как показано на рис.

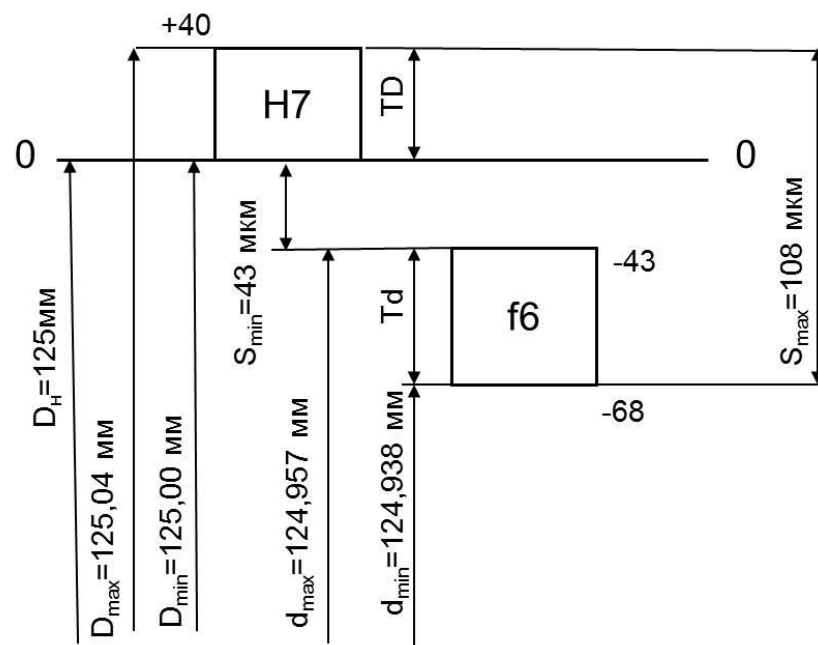


Рис. Схема полей допусков в посадке  $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$

Задача 2. Перевести посадку  $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$  из одной системы в другую.

Решение.

Определяем вид и рассчитываем основные характеристики посадки  $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$ .

Определяем, что  $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$  является посадкой с зазором в системе отверстия.

Определяем предельные отклонения и допуски вала и отверстия.

$\varnothing 38 H8$ :  $ES=+39$ ,  $EI=0$ ;

$TD=ES-EI=+39-0=39$  мкм.

$\varnothing 38 g7$ :  $es=-9$ ,  $ei=-34$ ;

$Td=es-ei=-9-(-34)=25$  мкм.

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$$D_{max} = D_{ном} + ES = 38 + 0,039 = 38,039 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{ном} + EI = 38 + 0 = 38,000 \text{ мм}$$

$$d_{max} = d_{ном} + es = 38 - 0,009 = 37,991 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei = 38 - 0,034 = 37,966 \text{ мм}$$

Определяем предельные зазоры соединения.

$$S_{max} = ES - ei = +39 - (-34) = 73 \text{ мкм}$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-9) = 9 \text{ мкм}$$

Строим схему полей допусков, как показано на рис.

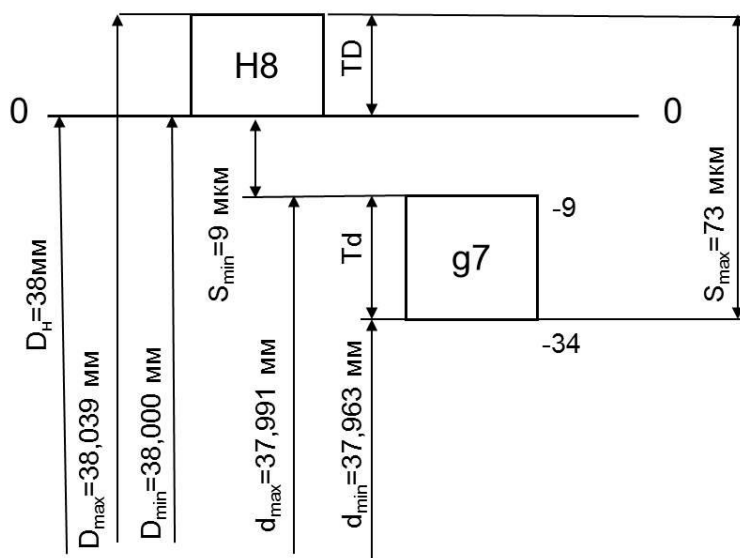


Рис. Схема полей допусков в посадке  $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$

Определяем предельные отклонения вала и отверстия посадки в системе вала, учитывая, что основные характеристики посадки неизменны, т.е.  $S_{max} = const$ ,  $S_{min} = const$ , а также точность изготовления деталей остаётся постоянной (калитеты отверстия и вала не меняются).

В системе вала основной деталью является вал, изготавливаемый с основным отклонением  $h$ . Таким образом, определяем предельные отклонения

вала  $\varnothing 38h7$ . Определяем допуск 7 квалитета размера 38 мм –  $T_d=25\text{мкм}$ . Основное отклонение h характеризуется тем, что  $es=0$ ,  $ei=-T_d$ .

$\varnothing 38h7_{-0,025}$ .

Определяем предельные отклонения отверстия.

$$ES = S_{\max} + ei = 73 - 25 = 48 \text{ мкм}$$

$$EI = S_{\min} + es = 9 + 0 = 9 \text{ мкм}$$

$$TD = ES - EI = 48 - 9 = 39 \text{ мкм}$$

С такими характеристиками в ЕСДП установлена посадка  $\frac{G8}{h7}$ .

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES = 38 + 0,048 = 38,048 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI = 38 + 9 = 38,009 \text{ мм}$$

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es = 38 - 0 = 38,000 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei = 38 - 0,025 = 37,975 \text{ мм}$$

Строим схему полей допусков для новой посадки  $\varnothing 38 \frac{G8}{h7}$ , как показано на рис.

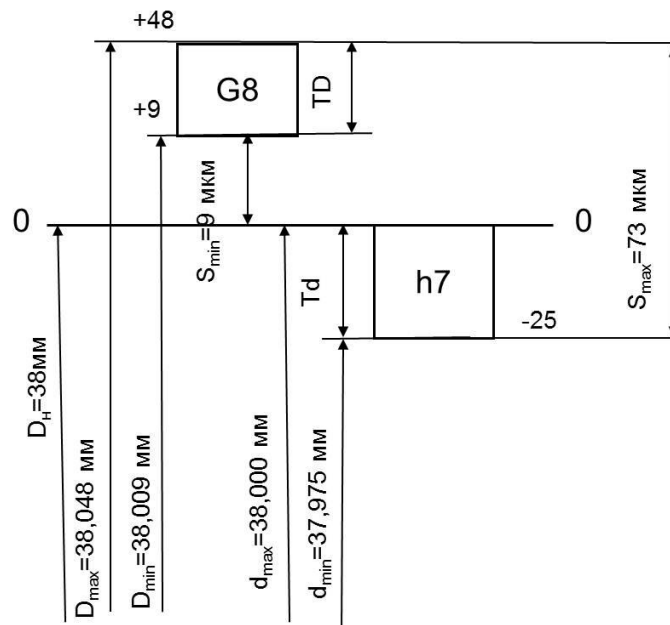


Рис. Схема полей допусков в посадке  $\varnothing 38 \frac{G8}{h7}$

Задача 3. Определите допуск для размера 250 мм по 9 квалитету.

Решение.

Находим значение допуска для размера 250 мм.  $IT_9=115 \text{ мкм}$ .

Задача 4. Вычислите допуск размера 78 мм по 6 квалитету.

Решение.

Допуск на размер определяется формулой:

$$IT = a \cdot i,$$

где  $i$  – единица допуска,  $a$  – число единиц допуска.

Для размеров до 500 мм  $i = 0,45\sqrt{D_m} + 0,001D_m$ ,

где  $D_m = \sqrt{D_H D_K}$

Размер 78мм входит в интервал св.50 до 80 мм. Таким образом,

$$D_m = \sqrt{50 \cdot 80} = 63,25$$

$$i = 0,45\sqrt{63,25} + 0,001 \cdot 63,25 = 3,64 \text{ мкм}$$

Определяем число единиц допуска соответствующие 6 качеству.

$$a_6 = 10:$$

$$IT6 = 3,64 \cdot 10 = 36,4 \text{ мкм}$$

Задача 5.

В результате контроля вала  $\varnothing 15n6$  получен результат  $d_{изм} = 15,011 \text{ мм}$ .  
Определить годность вала.

Решение.

Годность детали определяется путём сравнения измеренного размера с предельно допустимыми. Деталь считается годной, если выполняется неравенство:

$$d_{min} \leq d_{изм} \leq d_{max}$$

Определим предельно допустимые размеры вала  $\varnothing 15n6$  по формулам:

$$d_{max} = d_{ном} + es$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei$$

По табл. 1.3 определяем предельные отклонения вала:  $\varnothing 15n6 \begin{pmatrix} 0,023 \\ 0,012 \end{pmatrix}$

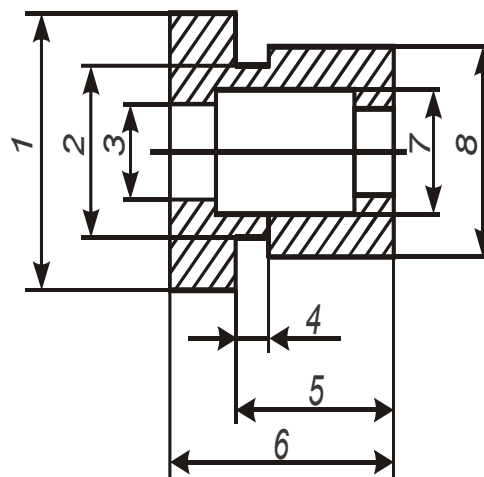
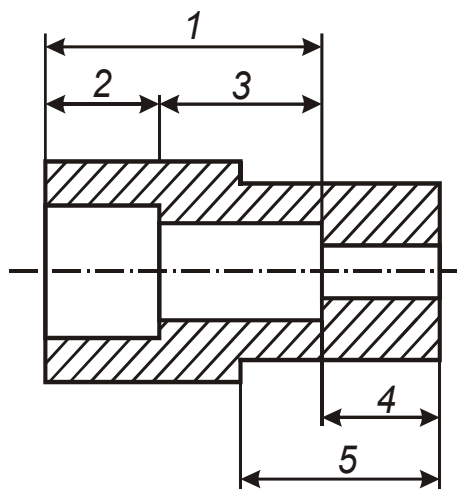
$$d_{max} = 15 + 0,023 = 15,023 \text{ мм}$$

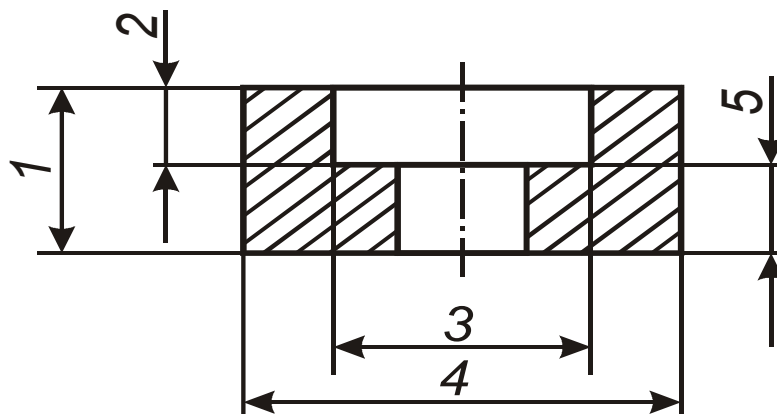
$$d_{min} = 15 + 0,012 = 15,012 \text{ мм}$$

Неравенство  $15,012 \leq d_{изм} \leq 15,023$  не выполняется ( $d_{изм} < d_{min}$ ), следовательно, вал признается бракованным (брак неисправимый).

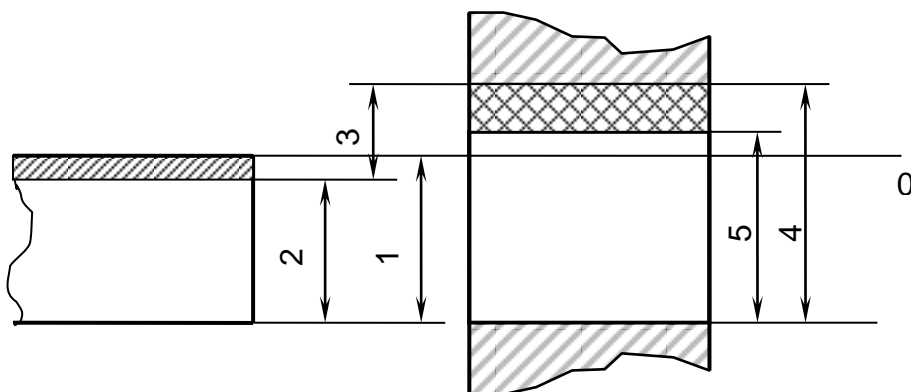
Задачи для самостоятельного решения.

Задача 1. Укажите размеры, относящиеся к поверхностям, характеризующим как охватываемые, охватывающие и остальные.





Задача 2. Укажите размеры: номинальный размер соединения; наименьший предельный размер отверстия; наибольший предельный размер вала.



Задача 3. Согласно данным табл. 1.7 определите предельные размеры деталей.

Таблица 1.7. Предельные отклонения размеров.

Размеры отклонений, мм	Варианты				
	1	2	3	4	5
Номинальный размер, мм	125	160	14	220	180
Верхнее отклонение $es$ , мкм	+40	0	+14	+230	-50
Нижнее отклонение $ei$ , мкм	+13	-27	-14	+140	-90

Задача 4. Согласно данным таблицы определите предельные отклонения деталей.

Таблица. Предельные размеры деталей.

Размеры, мм	Варианты				
	1	2	3	4	5
Номинальный	4	10	16	5	8
Наибольший предельный	4,009	10	15,980	5,004	8,050
Наименьший предельный	4,001	9,984	15,930	4,996	7,972

Задача 5. Определите нижнее предельное отклонение отверстия, если верхнее предельное отклонение вала равно +4 мкм и наименьший зазор равен 6 мкм.

Задача 6. Укажите вид посадки, которая имеет допуск посадки 24 мкм и наибольший зазор 29 мкм.

Задача 7. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший натяг 19 мкм и средний натяг 7 мкм.

Задача 8. Определите верхнее отклонение вала, если нижнее отклонение отверстия равно –9 мкм, а наибольший натяг равен 13 мкм.

Задача 9. Укажите вид посадки, которая имеет допуск посадки 24 мкм и наибольший зазор 14 мкм.

Задача 10. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший зазор 37 мкм и средний зазор 25 мкм.

Задача 11. Определить TD, если  $D=25$  мкм,  $EI=-9$  мкм и  $D_{\max}=25,03$  мм.

Задача 12. Дано:  $d=6$  мм,  $ei=8$  мкм,  $d_{\max}=6,02$  мм. Определить Td.

Задача 13. Чему равен наибольший предельный размер вала номинального диаметра 3 мм с нижним предельным отклонением 10 мкм, если на его обработку конструктор назначил допуск в 0,01 мм.

Задача 14. Отверстие номинального размера 60 мм имеет предельные размеры: наибольший 60,005 и наименьший 59,99 мм. Определить ES, EI.

Задача 15. Укажите правильное обозначение на чертежах деталей:

$$1) 6_{-0,03}^{-0,03}; 2) 6_{-0,03}^{-0,03}; 3) 6 - 0,03; 4) 6_{-0,03}; 5) 6_{-0,03}^0.$$

Задача 16. Укажите правильное обозначение отклонений на чертежах деталей:

$$1) 18_{+0,07}^{+0,07}; 2) 18_{+0,07}^{+0,07}; 3) 18 + 0,07; 4) 18_{+0,07}; 5) 18_{+0,07}^0.$$



Задача 17. По заданным размерам укажите деталь, которая имеет наименьший предельный размер 8,000 мм:

1)  $8^{+0,016}$ ; 2)  $8_{-0,016}$ ; 3)  $8 \pm 0,016$ ; 4)  $8_{-0,016}$ .

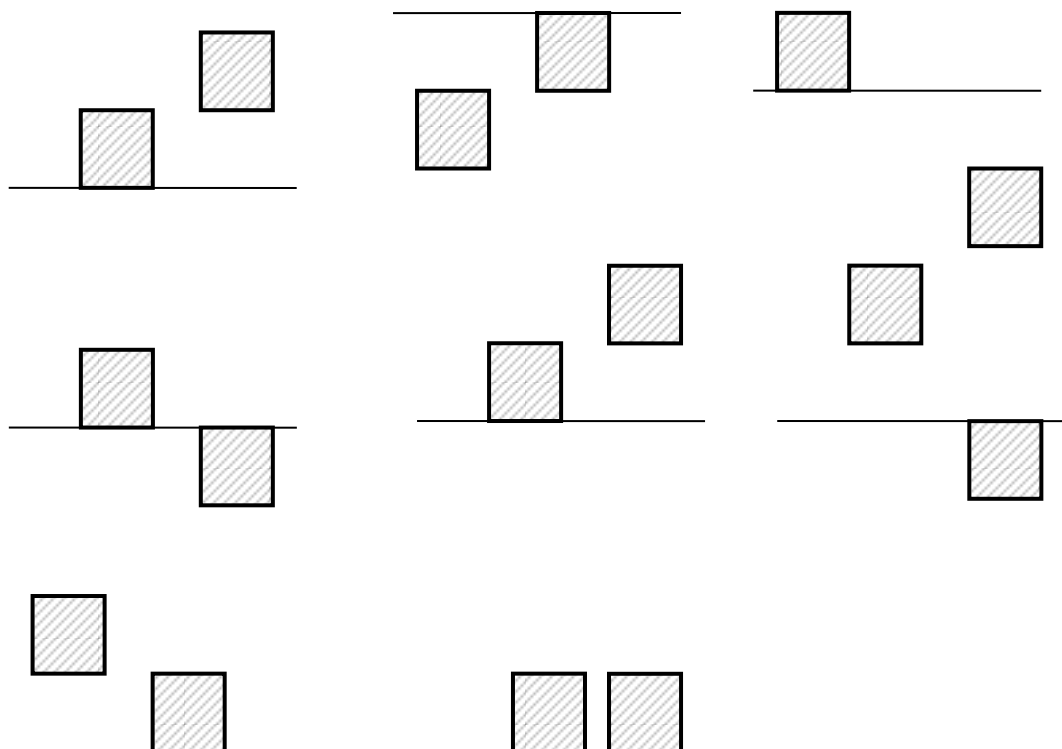
Задача 18. Укажите размер, верхнее отклонение которого равно +6 мкм:

1)  $8^{+0,016}_{+0,006}$ ; 2)  $8^{+0,016}_{-0,016}$ ; 3)  $8^{+0,006}_{-0,016}$ ; 4)  $8_{-0,006}$ ; 5)  $8_{-0,016}^{-0,006}$ .

Задача 19. По данным размерам укажите деталь, которая имеет наибольший предельный размер 8,016 мм:

1)  $8^{+0,016}_{-0,016}$ ; 2)  $8_{-0,016}$ ; 3)  $8^{+0,006}_{-0,016}$ ; 4)  $8 \pm 0,016$ .

Задача 20. Каким образом по схеме расположения полей допусков можно определить систему, в которой выполнена посадка? Согласно схемам, приведенным на рис.1.20, определить систему и вид посадок.



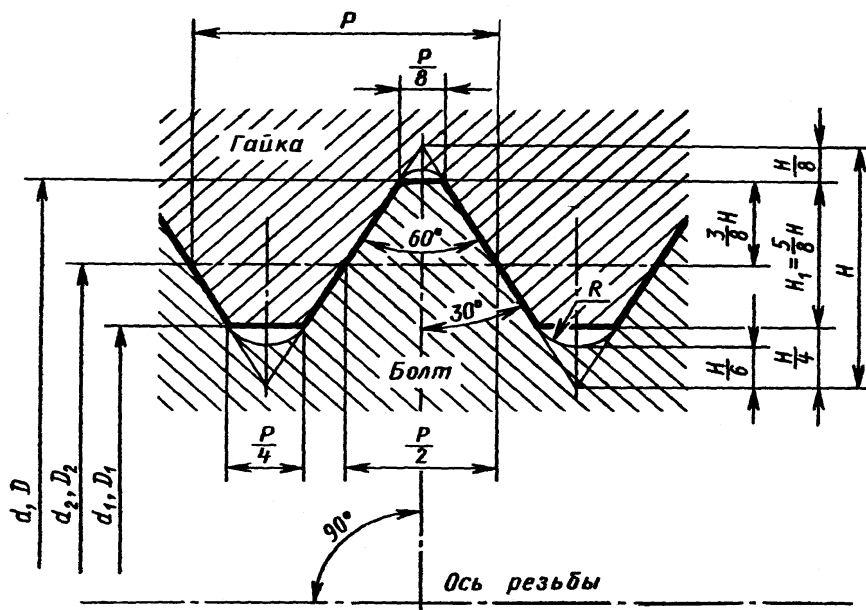
## Занятие 4. Резьбовые соединения с метрической резьбой

### 4.1 Профиль и параметры метрической резьбы. Правила нормирования точности

Метрическая резьба относится к резьбам общего назначения. Она должна обеспечивать свинчиваемость независимо изготовленных деталей без какой-либо пригонки и прочность разъемных соединений деталей машин и приборов в процессе длительной эксплуатации. Из всего многообразия резьб в качестве крепежной наиболее широко применяется в различных видах производства цилиндрическая метрическая резьба.

Профиль метрической резьбы (рис. 4.1) является треугольным с углом при вершине  $60^\circ$  и плоскими срезами по вершинам и впадинам, предназначенным для повышения прочности болта и улучшения технологичности изготовления резьб. Номинальный профиль является общим для болта и гайки, т.е. номинальные размеры параметров резьбы являются общими для наружной (болта) и для внутренней (гайки) резьбы.

Основными параметрами резьбы являются:



$d$ ;  $D$  – наружный диаметр болта и гайки;

$d_2$ ;  $D_2$  – средний диаметр болта и гайки;

$d_1$ ;  $D_1$  – внутренний диаметр болта и гайки;

$P$  – шаг резьбы;

$H$  – высота исходного треугольного профиля;

$H_1$  – рабочая высота профиля;

$R$  – радиус закругления впадин болта

Рис. 4.1. Профиль метрической резьбы по ГОСТ 9150-2002

Наружный диаметр резьбы  $d$ ,  $D$  – это диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого проходит касательно к вершинам наружной

резьбы или впадинам внутренней резьбы. Этот диаметр принимается за номинальный диаметр резьбы.

Внутренний диаметр резьбы  $d_1$ ,  $D_1$  – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к вершинам внутренней резьбы или впадинам наружной резьбы.

Средний диаметр резьбы  $d_2$ ,  $D_2$  – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль витков в точках, где ширина выступа равна ширине канавки.

Шаг резьбы  $P$  – расстояние между соседними одноименными (правыми или левыми) боковыми сторонами профиля, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы. Для многозаходных резьб введено понятие “ход резьбы” – величина относительного и осевого смещения винта (гайки) за один полный оборот. Ход резьбы равен:

$$P_n = P \cdot n, \quad (4.1)$$

где  $P$  – шаг резьбы,  $n$  – число заходов,  $P_n$  – ход резьбы.

Следовательно, для однозаходной резьбы болт (гайка) за один оборот перемещается в осевом направлении на величину, равную шагу резьбы.

Угол профиля  $\alpha$  – угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости. Поскольку в метрической резьбе важна симметрия угла профиля, поэтому измеряют угол наклона боковой стороны профиля, т.е. половину угла профиля  $\alpha/2$  – угол между стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины профиля на ось резьбы;

Высота исходного профиля  $H$  – высота остроугольного профиля, полученного продолжением боковых сторон профиля до их пересечения;

Рабочая высота профиля  $H_1$  – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьб в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

Важнейшими параметрами резьбы, обеспечивающими свинчиваемость резьбовой пары, являются средний диаметр, шаг и половина угла профиля.

Метрическая резьба общего назначения с номинальными диаметрами от 0,25 до 600 мм делится на резьбу с крупными и с мелкими шагами. Установлено три ряда диаметров метрической резьбы и каждому диаметру присвоены крупный и мелкие шаги. При выборе резьб первый ряд второму, второй – третьему. У резьб с крупным шагом каждому номинальному диаметру соответствует один определенный шаг, поэтому в условном обозначении его значение не указывается. У резьб с мелким шагом одному и тому же номинальному диаметру соответствует несколько шагов, которые по величине меньше крупного.

Резьбы с крупным шагом обозначаются только своим номинальным диаметром наружным ( $d$ ) для болтов и наружным ( $D$ ) для гаек. Например,

M8, M10. Крупный шаг этих резьб 1,25 мм для M8 и 1,5 мм для M10) нигде не записывается.

Резьбы с мелким шагом обозначаются номинальным размером и шагом, выбранным из ряда мелких, исходя из эксплуатационного назначения соединения. Например: M10x1, M10x1,25, M8x1. Резьбы с мелким шагом применяются при соединении тонкостенных деталей, при ограниченной длине свинчивания, а также в тех случаях, когда требуется повышенная прочность соединения.

Следовательно, если в обозначении шаг резьбы не указан, то полагают, что резьба с крупным шагом. Его значение можно определить по табл. 4.1.

Таблица 4.1 – Значения основного (крупного) шага, мм, для резьбы метрической

Наружный диаметр, мм, для ряда		Шаг, мм	Наружный диаметр, мм, для ряда			Шаг, мм	Наружный диаметр, мм, для ряда		Шаг, мм
1	2		1	2	3		1	2	
0,25	–	0,075	1,6	1,8	–	0,35	12	–	1,75
0,3	–	0,08	2	–	–	0,4	16	14	2
–	0,35	0,09	2,5	2,2	–	0,45	20	18; 22	2,5
0,4	0,45	0,1	3	–	–	0,5	24	27	3
0,5	0,55	0,125	–	3,5	–	(0,6)	30	33	3,5
0,6	–	0,15	4	–	–	0,7	36	39	4
–	0,7	0,175	–	4,5	–	(0,75)	42	45	4,5
0,8	–	0,2	5	–	–	0,8	48	52	5
–	0,9	0,225	6	–	7	1	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	–	(9)*	1,25	64	68	6
–	1,4	0,3	10	–	(11)	1,5	–	–	–

\*Значения, указанные в скобках, желательно не применять.

Диаметры средний и внутренний в зависимости от шага рассчитываются согласно формулам, приведенным в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Расчет номинальных размеров среднего и внутреннего диаметров метрической резьбы

Шаг резьбы P, мм	Диаметры резьбы болта и гайки, мм	
	средний ( $d_2$ ; $D_2$ )	внутренний ( $d_1$ ; $D_1$ )
0.20	$d-1+0.870$	$d-1+0.783$
0.25	$d-1+0.838$	$d-1+0.730$
0.30	$d-1+0.805$	$d-1+0.675$
0.35	$d-1+0.773$	$d-1+0.621$
0.40	$d-1+0.740$	$d-1+0.567$
0.45	$d-1+0.708$	$d-1+0.513$
0.50	$d-1+0.675$	$d-1+0.459$
0.60	$d-1+0.610$	$d-1+0.350$
0.70	$d-1+0.546$	$d-1+0.242$

Шаг резьбы P, мм	Диаметры резьбы болта и гайки, мм	
	средний ( $d_2$ ; $D_2$ )	внутренний ( $d_1$ ; $D_1$ )
1.25	$d-1+0.188$	$d-2+0.647$
1.50	$d-1+0.026$	$d-2+0.376$
1.75	$d-2+0.863$	$d-2+0.106$
2.00	$d-2+0.701$	$d-3+0.835$
2.50	$d-2+0.376$	$d-3+0.284$
3.00	$d-2+0.051$	$d-4+0.752$
3.50	$d-3+0.727$	$d-4+0.211$
4.00	$d-3+0.402$	$d-5+0.670$
4.50	$d-3+0.077$	$d-5+0.129$

0.75	d-1+0.513	d-1+0.188
0.80	d-1+0.480	d-1+0.134
1.00	d-1+0.350	d-2+0.918

5.00	d-4+0.752	d-6+0.587
5.50	d-4+0.428	d-6+0.046
6.00	d-4+0.103	d-7+0.505

В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы (точный, средний, грубый). Точный класс метрической резьбы назначается для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, а также, когда допускаются лишь малые колебания характера посадки. Средний класс – для резьбы общего применения. Грубый класс – при нарезании резьбы на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях.

Нормируются поля допусков средний диаметр болта и гайки ( $d_2$ ,  $D_2$ ), наружный диаметр болта ( $d$ ) и внутренний диаметр гайки ( $D_1$ ). Следовательно, посадка резьбового соединения выполняется по среднему диаметру, а не регламентированными по точности остаются наружный диаметр гайки  $D$  и внутренний диаметр болта  $d_1$ .

Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием допуска и основного отклонения. В обозначении поля допуска метрической резьбы на первом месте указывается цифрой степень точности, на втором – буквой – основное отклонение, например 6g, 4h, 8H, что отличает поля допусков резьбы от полей допусков гладких соединений. Для метрической резьбы применяются степени точности со 2 по 10 в порядке уменьшения точности. Положение полей допусков резьбы относительно элементов номинального профиля определяется основными отклонениями, и обозначается буквами латинского алфавита. Выбранная величина основного отклонения соблюдается единой по всему профилю, т.е. распространяется и на ненормируемые диаметры  $d_1$  или  $D$ .

Для крепежной резьбы применяются посадки с зазором. В табл. 4.3 приведены поля допусков резьбовых деталей для образования посадок с зазором.

Таблица 4.3 – Поля допусков метрической резьбы с зазорами

Наружная резьба (болт)			
Классы точности	Длина свинчивания		
	Короткая	Нормальная	Длинная
	Поля допусков		
Точный	(3h4h)	4h, 4g	(5h4h)
Средний	5h6h, 5g6g	6h, <span style="border: 1px solid black; padding: 0 2px;">6g</span> , 6f, 6e, 6d	(7h6h), 7g6g, (7e6e)
Грубый		(8h), 8g	(9g8g)
Внутренняя резьба (гайка)			
Классы точности	Длина свинчивания		
	Короткая	Короткая	Короткая
	Поля допусков		
Точный	4H	<span style="border: 1px solid black; padding: 0 2px;">6H</span> 4H5H, 5H	6H

Средний	5H, (5G)	*, 6G	7H, (7G)**
Грубый	—	7H, 7G	8H, (8G)

\*Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпочтительного применения.

\*\*Поля допусков, указанные в скобках, применять не рекомендуется.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра  $d_2$ ,  $D_2$ , помещенного на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов, т.е. наружного диаметра болта  $d$  или внутреннего диаметра гайки  $D_1$ , например: 7g6g, где 7g – поле допуска диаметра  $d_2$ , 6g – поле допуска диаметра  $d$ , 5H6H, где 5H – поле допуска диаметра  $D_2$ , 6H – поле допуска диаметра  $D_1$ .

Если обозначение поля допуска диаметра выступов  $d$  или  $D_1$  совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении не повторяется, а указывается только одно значение поля допуска, например: 6H, 6g.

В условном обозначении резьбы обозначение поля допуска должно следовать за обозначением размера резьбы. Например, обозначение резьбы с крупным шагом болта M12 – 6g, гайки M12 – 6H, с мелким шагом M12×1–6g, M12×1 – 6H.

Посадка в резьбовом соединении обозначается дробью, в числителе которой указывается поле допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе – поле допуска наружной резьбы (болта), например, M10  $\frac{6H}{6g}$ ,

M12×1– $\frac{6H}{6g}$ . В посадках допускается любое сочетание полей допусков наружной и внутренней резьбы, установленных стандартом. Предпочтительно сочетать поля допусков одного класса точности.

По установленным полям допусков определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы по табл.4.4 и 4.5.

Свинчиваемость болта и гайки будет обеспечена только тогда, когда разность их средних диаметров будет не меньше суммы диаметральных компенсаций отклонений шага и половины угла профиля обеих деталей. Для удобства контроля резьб и расчета допусков введено понятие приведенный средний диаметр “резьбы”. Значение действительного среднего диаметра резьбы, увеличенного для наружной (болта) или уменьшенного для внутренней (гайки) резьб на суммарную диаметральную компенсацию шага и половины угла профиля  $f_{p\alpha}$ , называется приведенным средним диаметром:

$$d_{2пр} = d_{2изм} + f_{p\alpha}; \quad D_{2пр} = D_2 - f_{p\alpha}.$$

$f_p$  и  $f_\alpha$ , называются диаметральными компенсациями по шагу резьбы ( $f_p$ ) и половине угла профиля ( $f_\alpha$ ). Для метрической резьбы  $f_p$  и  $f_\alpha$  определяются по формулам:

$$f_p = \delta_{Pn} \cdot \operatorname{ctg} \alpha/2 = 1,732 \delta_{Pn}, \text{ так как } \alpha = 60^\circ$$

$$f_{\alpha} = 0,36 P \delta_{\alpha/2},$$

где  $f_{\alpha}$  – в мкм,  $P$  – в мм,  $\delta_{\alpha/2}$  – в угловых минутах.

Следовательно, для обеспечения свинчиваемости болта и гайки, имеющих погрешности в шаге и половине угла профиля, надо создать суммарную положительную разность по среднему диаметру, определяемую выражением:  $f_{p\alpha} = f_p + f_{\alpha} = 1,732 \delta_{pH} + 0,36 P \delta_{\alpha/2}$ .

Таким образом, приведенный средний диаметр резьбы равен собственному среднему диаметру (действительному, измеренному), которому придана поправка на погрешность шага и половины угла профиля.

При построении схем расположения полей допусков наружной и внутренней резьбы все отклонения и допуски отсчитывают от номинального профиля в направлении перпендикулярном оси резьбы. На схемах принято указывать их половинные величины из расчета на радиус, полагая вторые половины расположенными на диаметрально противоположных профилях изделия. Примеры построения схем полей допусков показаны на рис. 4.2 и 4.3.

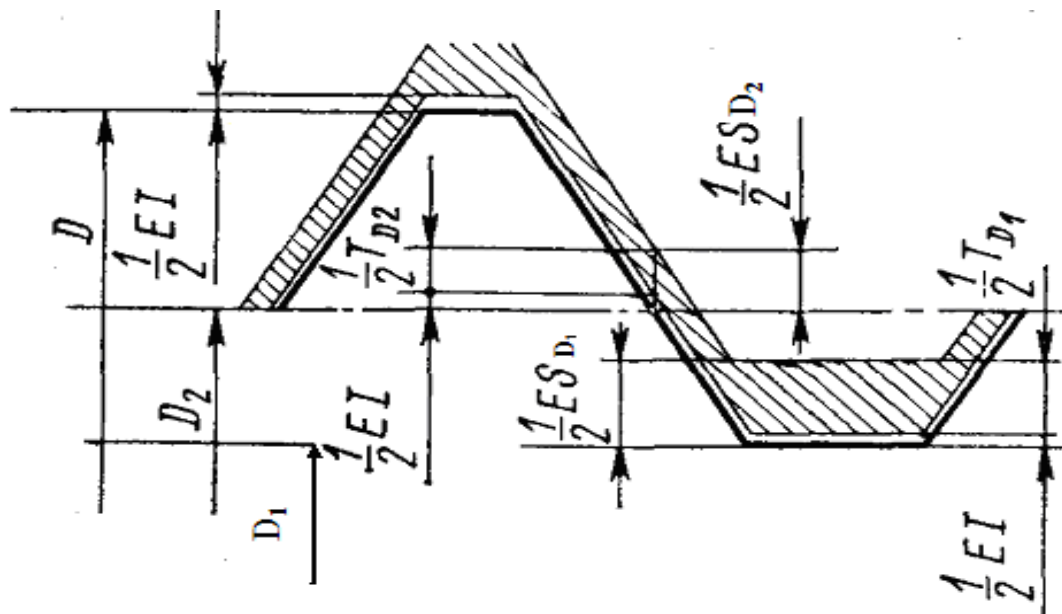


Рис. 4.2. Схема полей допусков внутренней резьбы (гайки)

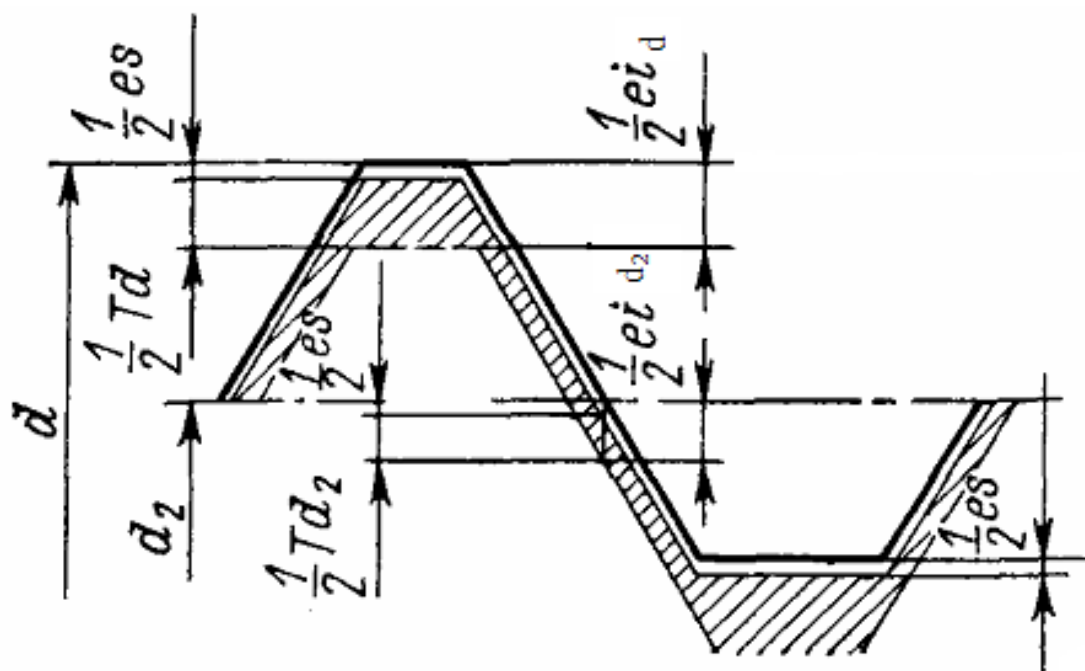


Рис. 4.3. Схема полей допусков наружной резьбы (болта)

Предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы рассчитываются по формулам (4.1 – 4.14).

Для гайки:

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D1}; \quad (4.1)$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI; \quad (4.2)$$

$$TD_1 = ES_{D1} - EI; \quad (4.3)$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D2}; \quad (4.4)$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI; \quad (4.5)$$

$$TD_2 = ES_{D2} - EI; \quad (4.6)$$

$$D_{\min} = D + EI; \quad (4.7)$$

$D_{\max}$ ,  $TD$  – не нормируются.

Для болта:

$$d_{1\max} = d_1 + es; \quad (4.8)$$

$d_{1\min}$ ,  $Td_1$  – не нормируются

$$d_{2\max} = d_2 + es; \quad (4.9)$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d2}; \quad (4.10)$$

$$Td_2 = es - ei_{d2}; \quad (4.11)$$

$$d_{\max} = d + es; \quad (4.12)$$

$$d_{\min} = d + ei_d; \quad (4.13)$$

$$Td = es - ei_d. \quad (4.14)$$

### Примеры решения задач

Для резьбового соединения – сопряжения винта с корпусом, предназначенного для крепления крышки к корпусу, в виде условного обозначения М3 выбрать посадку и рассчитать предельные размеры и допуски диаметров резьбы.

Решение.



Определяется шаг резьбы. Полагают, что резьба с крупным (основным) шагом. Определяют величину крупного шага  $P=0,5$  мм. В зависимости от шага резьбы рассчитывают средний и внутренний диаметры метрической резьбы:

- средний диаметр  $d_2=D_2=d - 1 + 0,675 = 3 - 1 + 0,675 = 2,675$  (мм)
- внутренний диаметр  $d_1=D_1=d - 1 + 0,459 = 3 - 1 + 0,459 = 2,459$  (мм)

В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы. Так как винт предназначен для фиксации крышки к корпусу, то его функция – крепежная – и назначается средний класс точности. Выбираются поля допусков наружной и внутренней резьбы для нормальной длины свинчивания: на гайку назначается поле допуска - 6H, на болт – 6g. Условное обозначение резьбы  $M3 \times 0,5 - \frac{6H}{6g}$ .

Определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы.

Для гайки  $M3 \times 0,5 - 6H$ :

- на наружный диаметр  $EI=0$ ,  $ES_D$  – не нормируется;
- на внутренний диаметр  $EI=0$ ,  $ES_{D1}=+140$  мкм;
- на средний диаметр  $EI=0$ ,  $ES_{D2}=+100$  мкм.

Для болта  $M3 \times 0,5 - 6g$ :

- на наружный диаметр  $es = -20$  мкм,  $ei_d = -126$  мкм;
- на внутренний диаметр  $es = -20$  мкм,  $ei_{d1}$  – не нормируется;
- на средний диаметр  $es = -20$  мкм,  $ei_{d2} = -95$  мкм.

Рассчитываются предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы.

Для гайки:

$$D_{1max} = D_1 + ES_{D1} = 2,459 + 0,140 = 2,599 \text{ (мм)}$$

$$D_{1min} = D_1 + EI = 2,459 + 0 = 2,459 \text{ (мм)}$$

$$TD_1 = ES_{D1} - EI = 0,140 - 0 = 0,140 \text{ (мм)}$$

$$D_{2max} = D_2 + ES_{D2} = 2,459 + 0,100 = 2,559 \text{ (мм)}$$

$$D_{2min} = D_2 + EI = 2,459 + 0 = 2,459 \text{ (мм)}$$

$$TD_2 = ES_{D2} - EI = 0,100 - 0 = 0,100 \text{ (мм)}$$

$$D_{min} = D + EI = 3 + 0 = 3 \text{ (мм)}$$

$D_{max}$ ,  $TD$  – не нормируются.

Для болта:

$$d_{1max} = d_1 + es = 2,459 + (-0,020) = 2,439 \text{ (мм)}$$

$d_{1min}$ ,  $Td_1$  – не нормируются

$$d_{2max} = d_2 + es = 2,459 + (-0,020) = 2,439 \text{ (мм)}$$

$$d_{2min} = d_2 + ei_{d2} = 2,459 + (-0,095) = 2,364 \text{ (мм)}$$

$$Td_2 = es - ei_{d2} = -0,020 - (-0,095) = 0,075 \text{ (мм)}$$

$$d_{max} = d + es = 3 + (-0,02) = 2,98 \text{ (мм)}$$

$$d_{min} = d + ei_d = 3 + (-0,126) = 2,874 \text{ (мм)}$$

$$Td = es - ei_d = -0,020 - (-0,126) = 0,106 \text{ (мм)}$$

### Задачи для самостоятельного решения

Задача 4.1. Расшифруйте обозначения размеров и допусков резьбовых соединений, приведенные в таблице.

Таблица. Условные обозначения резьбы

Вариант	Резьбовое соединение	Вариант	Резьбовое соединение
1	<i>M4-6G/6d</i>	9	<i>M33×1,5-6G/6e</i>
2	<i>M6LH-7G/7g6g</i>	10	<i>M48×3-4H5H/5g-50</i>
3	<i>M8×2,5-7H/8h</i>	11	<i>M52LH-5H/5g6g</i>
4	<i>M12×1,5-6H/6g5g</i>	12	<i>M60×3-7H/8g-10</i>
5	<i>M14×1,25LH-6H/6g</i>	13	<i>M42×3LH-2H5C(2)/3p(2)</i>
6	<i>M5-2H5D(2)/3p(2)</i>	14	<i>M39×3-2H4C(3)/3n(3)-40</i>
7	<i>M6-4H6H/4jk-10</i>	15	<i>M22LH-5H6H/4j-40</i>
8	<i>M18×2LH-4H6H/4j-27</i>	16	<i>M45×3-5H6H/4jh-50</i>

Задача 4. 2. Расшифруйте обозначения размеров и допусков резьбовых соединений, приведенные в таблице.

Таблица. Условные обозначения резьбы

Вариант	Резьбовое соединение	Вариант	Резьбовое соединение
1	<i>Tr10×2LH-6H/6e -50</i>	9	<i>Tr90×5-9H/9c-160</i>
2	<i>Tr28×8-6H/6g</i>	10	<i>Tr20×2-10H/9c</i>
3	<i>Tr32×6LH-7H/7e-80</i>	11	<i>Tr40×7LH-9H/9c</i>
4	<i>Tr40×6LH-6H/6e</i>	12	<i>Tr16×2(P2)-10H/9c-50</i>
5	<i>Tr20×4-6H/6g-50</i>	13	<i>Tr32×4(P10)-8H/7g-140</i>
6	<i>Tr44×7-7H/7e-90</i>	14	<i>Tr40×6(P6)LH-9H/9c</i>
7	<i>Tr60×8-8H/8e-150</i>	15	<i>Tr60×3(P12)-10H/9c-200</i>
8	<i>Tr80×10LH-8H/8c</i>	16	<i>Tr16×2(P2)LH-9H/9c-30</i>

Задача 4. 3. Расшифруйте обозначение размеров и допусков резьбовых соединений.

*S80×10-7AZ/7h*

*S52×8-8AZ/8h-50*

*S16×2LH-9AZ/8h*

Задача 4.4. Определите допуски, предельные отклонения, зазоры и натяги:

*M4×0,5-6H5H/5g*

*M42-8H/7g6g*

*M24-5H/5g6g-15*

*M18-4H6H/4jk-30*

*M22×2-H6H/4jh*

*M30-3H6H/2m-50*

*M10×1,25-H5D/2r*

*M16-2H4D(3)/3n(3)*

Задача 4.5. Определите длины свинчивания соединений.

*M12-5H/5g6g*  
*M48-4H5H/4g*  
*M36×3LH-7H/7g6g*  
*M22-3H6H/2m*  
*M36×2LH-4H6H/4j*  
*M14×1,25-2H5C(2)/3p(2)*

Задача 4.4.6. Определите шаг резьбы:

*M6-6d*  
*M12×1,25LH-6G*  
*M22-7g6g-20*  
*M42-5H6H-10*  
*M52×3-4j*  
*Tr20×4(P2)-8H*  
*Tr16×4(P2) -9H*  
*Tr16×8(P2)LH-9c-30*

Задача 4.7. Постройте схему полей допусков по профилю для следующих резьбовых соединений:

*M12×1,25-6H/6g5g*      *M6-4H6H/4jk-10*      *M42×3LH-2H5C(2)/3p(2)*

Задача 4.8. Определите приведенный средний диаметр резьбы, годность болта (гайки).

Таблица. Параметры резьбового соединения

№	Обозначение резьбового соединения	Измеренные диаметры резьбы, мм						ΔР, мкм	Δ $\frac{\alpha}{2}$ , мин
		<i>d</i>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>D</i>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>1</sub>		
1	<i>M8×1-2H5D/2r</i>	7,869	7,423	6,917	8,006	7,368	7,059	10	5
2	<i>M10×1,25-4H5H/4h</i>	9,130	9,969	8,762	10,135	9,201	8,756	12	10
3	<i>M27×2-6G/6f</i>	26,702	25,596	24,673	27,102	25,856	24,853	14	15
4	<i>M27-2H4C(3)/3n(3)</i>	26,856	25,206	23,812	27,015	25,105	24,056	14	15
5	<i>M33×1,5-8H/9g8g</i>	32,725	31,843	31,286	33,089	32,256	31,496	16	20
6	<i>M33×2-5H6H/4jh</i>	32,836	31,705	30,840	33,016	31,823	30,812	16	20
7	<i>M45×5H6H/4jh</i>	44,936	41,956	40,203	45,089	42,286	40,529	20	25
8	<i>M64-7G/7e6e</i>	63,426	59,742	57,387	64,164	60,500	58,171	22	30
9	<i>M72×3-6G/6h</i>	71,796	69,956	68,632	72,095	70,137	68,896	24	35
10	<i>M85×4-8H/8h</i>	84,429	82,153	80,597	85,254	82,902	81,268	26	40
11	<i>M90×6-6H/5h4h</i>	89,821	85,995	83,453	89,699	86,103	83,923	28	45
12	<i>M280×3-4H/5g6g</i>	279,746	277,983	276,699	280,011	278,051	276,912	30	50

Задача 4. 9. Составьте условные обозначения резьбы болта и гайки по данным указанным в табл., укажите тип резьбы и номер стандарта.

Таблица. параметры резьбы

№	Номинал. Диаметр, мм	Шаг резьбы, мм	Число заходов	Поля допусков		Направление резьбы	Длина свинчивания, мм
				<i>D</i> <sub>1</sub> , <i>D</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> , <i>d</i> <sub>2</sub>		
1	3	0,5	1	<i>2H4D(3)</i>	<i>3n(3)</i>	Правая	4
2	4	0,7	1	<i>4H</i>	<i>5g6g</i>	Правая	10
3	4	0,5	1	<i>2H5D(2)</i>	<i>3p(2)</i>	Левая	3
4	5	0,5	1	<i>2H5D</i>	<i>2r</i>	Левая	5,5
5	6	1	1	<i>5H6H</i>	<i>2m</i>	Правая	6

6	8	1,25	1	3H6H	4j	Левая	10
7	8	1	1	6G	6f	Правая	7
8	10	1,25	2	7H	6d	Левая	15
9	10	1	1	5H6H	4jk	Левая	10
10	12	2	2	9H	9c	Правая	30
11	12	3	3	8H	8e	Правая	15
12	14	2	1	5G	5h6h	Правая	15
13	16	2	1	7p	7g6g	Левая	20
14	16	1,5	2	2H4C(2)	3n(2)	Левая	16
15	32	6	1	8H	8e	Правая	85
16	36	4	3	6H	6g	Левая	50
17	36	2	2	8H	7h6h	Левая	30
18	42	4,5	3	7H	6e	Левая	60
19	42	3	1	6H	6f	Левая	25
20	56	5,5	1	5H	5g6g	Правая	80
21	56	4	2	7H	7g6g	Правая	46
22	56	3	3	6H	5h4h	Правая	50

Задача 4. 10. Рассчитайте предельные диаметры и допуски резьбы в соединениях с зазором:

- |                             |                             |                            |
|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| а) $M3 - \frac{6H}{6g}$     | е) $M20 - \frac{8H}{9g8g}$  | л) $M30 - \frac{6H}{6f}$   |
| б) $M10 - \frac{6G}{6d}$    | ж) $M4,5 - \frac{6H}{7h6h}$ | м) $M48 - \frac{6H}{6e}$   |
| в) $M56 - \frac{6H}{7g6g}$  | з) $M12 - \frac{7H}{8g}$    | н) $M24 - \frac{6H}{6h}$   |
| г) $M6 - \frac{7H5}{5h4h}$  | и) $M16 - \frac{5H}{5h6h}$  | о) $M8 - \frac{6H}{7e6e}$  |
| д) $M0,8 - \frac{5G}{5g6g}$ | к) $M64 - \frac{7G}{8h}$    | п) $M42 - \frac{8H}{9g8g}$ |

Задача 4.4.11. Определите, к какому классу точности относится резьба, обозначенная в задаче 4. 10.

Задача 4. 12. Определите номинальные значения всех диаметров резьбы по обозначениям:

- |                      |                      |                     |
|----------------------|----------------------|---------------------|
| а) $M1,4 \times 0,7$ | е) $M24 \times 2$    | л) $M30 \times 3,5$ |
| б) $M10$             | ж) $M4$              | м) $M0,5$           |
| в) $M64 \times 5$    | з) $M10 \times 0,35$ | н) $M27$            |
| г) $M16 \times 1,25$ | и) $M1,6$            | о) $M8 \times 0,75$ |
| д) $M8 \times 1,5$   | к) $M48 \times 1$    | п) $M45 \times 4$   |

Задача 4. 13. Установите предельные отклонения диаметров резьбы:

- |                                     |                                      |                            |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------|
| а) $M4 - \frac{6H}{6g}$             | е) $M2 \times 0,2 - \frac{4H}{3h4h}$ | л) $M3 - \frac{5H}{4hg}$   |
| б) $M12 \times 1 - \frac{6H}{7g6g}$ | ж) $M24 - \frac{6G}{6f}$             | м) $M14 - \frac{6H}{7h6h}$ |
| в) $M6 \times 0,75 - \frac{6G}{6e}$ | з) $M10 \times 1,25 - \frac{6H}{6g}$ | н) $M7 - \frac{7H}{8h}$    |

$$\text{г) } M0,6 - \frac{5H}{4g}$$

$$\text{и) } M1,6 - \frac{4H5H}{4g}$$

$$\text{о) } M0,8 - \frac{6H}{6h}$$

$$\text{д) } M48 \times 1,5 - \frac{7H}{7e6e}$$

$$\text{к) } M8 \times 0,5 - \frac{7G}{8h}$$

$$\text{п) } M5 \times 0,6 - \frac{6G}{6g}$$

Задача 4. 14. Вычислите зазоры в резьбовых соединениях, приведенных в задаче 4.3.13.

Задача 4. 15. Определите соответствие действительного значения среднего диаметра резьбы полю допуска, если получены результаты измерений, приведенные в табл.

Таблица. Измеренные значения среднего диаметра резьбы.

Обозначение резьбы	Действительный размер среднего диаметра, мм	Обозначение резьбы	Действительный размер среднего диаметра, мм	Обозначение резьбы	Действительный размер среднего диаметра, мм
M8×1,5–6H	7,03	M39–7H	36,78	M1,2–4g	0,98
M5×0,5–6f	4,62	M52×1,5–6G	51,3	M16×1–5H	15,045
M14×1,25–7G	13,4	M60×5,5–6d	56,15	M10×1,5–6f	8,98
M6×1–5g6g	5,23	M20×1–8h	19,02	M3×0,5–5H	2,68
M24–5h4h	21,9	M22–5H	20,73	M45×4,5–6G	42,8
M1,4–4H	1,255	M2,2×0,35–7H	2,06	M20–7g6g	18,125
M10×1–8g	9,15	M3,5–6e	2,97	M1,6×0,2–4g	1,425
M33×3–4H5H	31,05	M36×2–7h6h	34,43	M24×1,5–6H	23,04

## Занятие 5. Выбор посадок подшипников качения

### 5.1 Общие положения

Подшипники качения предназначены для обеспечения точного и равномерного перемещения подвижных частей машин и механизмов. При этом подшипники качения должны обладать высокой долговечностью. Эти показатели зависят от точности изготовления и характера соединений подшипника с сопрягаемыми деталями конструкции. Шариковые и роликовые подшипники качения поступают на сборку как готовые изделия, изготовленные на подшипниковых заводах.

Подшипники качения (рис. 5.1) состоят из двух соосных колец (наружного  $K_H$  и внутреннего  $K_B$ ), между которыми расположены тела качения  $T$  (шарики и ролики), заключенные в сепараторе  $C$ . Основные геометрические размеры, обеспечивающие внешнюю взаимозаменяемость подшипника, приведены на рис.5.1.

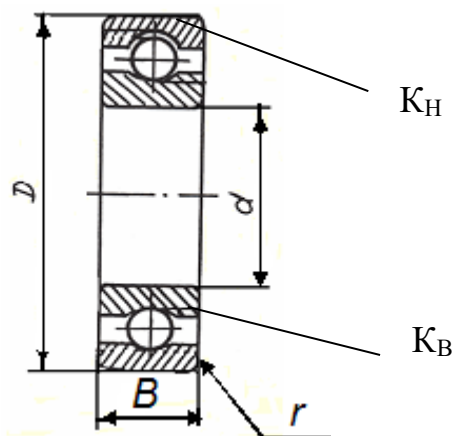


Рис. 5.1. Размеры подшипника качения:

$D$  – наружный диаметр наружного кольца (номинальный размер посадки в отверстие в корпусе);

$d$  – внутренний диаметр внутреннего кольца (номинальный размер посадки на вал);

$B$  – ширина кольца подшипника;

$r$  – ширина фасок или радиус скруглений;

$b = B - 2r$  – рабочая ширина кольца подшипника является длиной, на которой выполняется посадка кольца.

Точность подшипника регламентируется классом точности. Установлен ряд основных классов точности в порядке повышения точности: 0; 6; 5; 4; 2. Дополнительными являются классы точности 8 и 7 (грубее 0-го), а также класс Т (точнее 2-го). Подшипники нулевого класса точности применяются при средних нагрузках и скоростях и нормальной точности вращения; 6-го класса – при повышенных требованиях к точности вращения. При высоких скоростях вращения и высоких требованиях к точности применяются 5 и 4 классы точности. Для подшипников прецизионных механизмов используется 2-й класс точности. Класс точности Т является наиболее точным, но фактически резервным.

Класс точности указывается (номером) подшипника, например Р5–205. Допускается обозначать классы точности без буквы Р: 5–205, 6–36205. Нулевой класс, как самый распространенный, не обозначается, например, 205 (подшипник нулевого класса точности).

Поля допусков  $D$  и  $d$  колец подшипников качения расположены в “минус” (вниз) от линии номинальных размеров. Поле допуска  $TD$  на наружный диаметр  $D$  наружного кольца подшипника располагается аналогично полю допуска вала  $h$  и обозначается  $l0...l2$  в зависимости от класса точности подшипника. Поле допуска  $Td$  на внутренний диаметр  $d$  внутреннего кольца подшипника располагается не в “плюс” от линии номинальных размеров (как у основного отверстия  $H$ ), а в “минус” и обозначается  $L0...L2$  в зависимости от класса точности подшипника. Это позволяет получить из основных отклонений вала для переходных посадок системы ЕСДП ряд посадок с натягом, которые обеспечивают нормальную работу подшипника и которые нельзя получить из основных отклонений от

Р до ZC. В результате наружный диаметр  $D$  и диаметр отверстия  $d$  подшипника, хотя и приняты соответственно за диаметр основного вала и основного отверстия, но в сочетании со стандартными полями допусков валов и отверстий в корпусах образуют специальные подшипниковые посадки с величинами зазоров и натягов, отличных от посадок ЕСДП.

При назначении посадок колец подшипников на вал и в отверстие корпуса следует учитывать следующие условия работы механизма, а также вращается или остается неподвижным каждое из колец подшипника. С вращающейся деталью кольцо должно соединяться с натягом, чтобы исключить проскальзывание вращающегося кольца с посадочной поверхностью. С неподвижной деталью – по посадке с небольшим зазором для компенсации температурных расширений вала или корпуса и регулировки положения подшипника.

В зависимости от характера нагрузки и вращающейся детали различают три вида нагружения колец подшипника: местное, циркуляционное и колебательное (табл. 5.1).

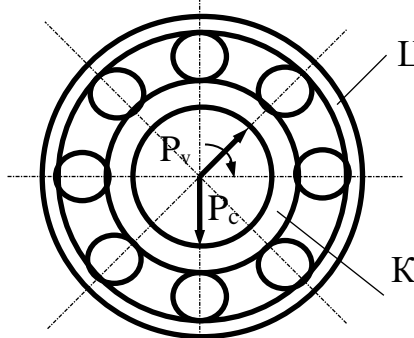
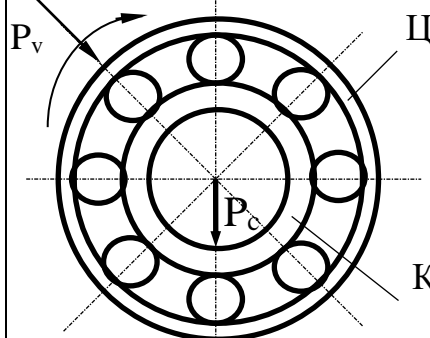
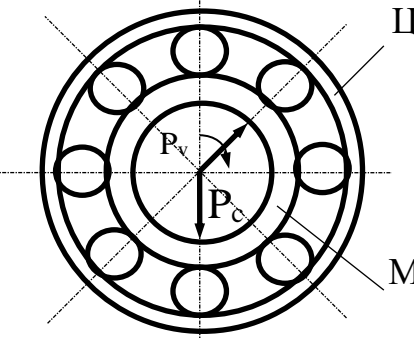
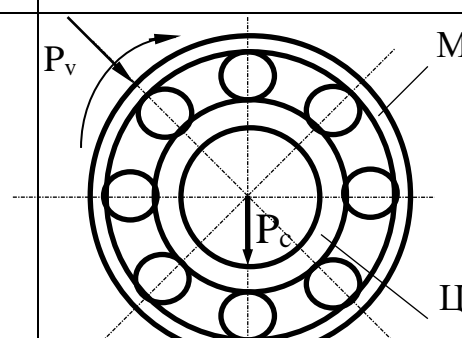
При местном нагружении радиальная результирующая нагрузка  $P_c$  (табл. 5.1), постоянная по направлению, передается через тела качения на определенный участок дорожки качения неподвижного кольца и соответствующий участок его посадочной поверхности.

При циркуляционном нагружении радиальная результирующая нагрузка передается через тела качения всей окружности дорожки качения и соответственно всей посадочной поверхности кольца. Такое нагружение создается постоянной по направлению нагрузкой  $P_c$  на вращающемся относительно нее кольце или вращающейся радиальной нагрузкой  $P_c$  на неподвижном кольце.

При колебательном нагружении кольцо воспринимает равнодействующую двух радиальных нагрузок (постоянной по величине  $P_c$  и вращающейся  $P_v$  (табл. 5.1), меньшей или большей по величине  $P_c$ ) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку поверхности вала или корпуса. Равнодействующая совершает периодическое колебательное движение в пределах ограниченного участка. Варианты различных видов нагружения колец подшипника качения представлены в таблице 5.1.

Для обозначения подшипниковых посадок введены специальные словные обозначения. В качестве символа основного отклонения для посадочных размеров подшипников приняты буквы  $L$ ,  $l$ . В сочетании с цифрой класса точности подшипника получаются поля допусков присоединительных диаметров. Для  $D$  (наружный диаметр) это  $l0$ ,  $l6$ ... $l2$ , а для  $d$  (внутренний диаметр) –  $L0$ ,  $L6$ ... $L2$ .

Таблица 5.1. Виды нагружения колец подшипника качения

Нагрузки, воспринимаемые подшипником	Какое кольцо вращается с нагрузкой $P_v$	Виды нагружения колец		Схемы нагружения колец
		внутреннего	наружного	
Постоянная по направлению и вращающаяся-меньшая по величине $P_c > P_v$	Внутреннее	Ц	К	
	Наружное	К	Ц	
Постоянная по направлению и вращающаяся-большая по величине $P_v > P_c$	Внутреннее	М	Ц	
	Наружное	Ц	М	

С классом точности подшипника связана точность сопрягаемых деталей. Допуски отверстий и валов по квалитетам для соединений с кольцами подшипников приведены в таблице 5.2.



Таблица 5.2. Квалитеты сопрягаемых с кольцами подшипников деталей

Класс точности подшипника	Квалитет	
	отверстия	вала
0 и 6	IT7	IT6
5 и 4	IT6	IT5
2	IT5	IT4

Посадка кольца подшипника качения обозначается через дробь, в числителе которой записывается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала. Например, посадка подшипника класса 0 с  $d = 5$  мм на вал номинального диаметра 5 мм с полем допуска js6 ( $\varnothing 5$  js6) имеет вид  $\varnothing 5 \frac{L0}{js6}$ .

Посадка наружного кольца подшипника с  $D = 19$  мм в корпус с номинальным диаметром отверстия гнезда 19 мм и с полем допуска H7 ( $\varnothing 19$  H7) имеет вид:  $\varnothing 19 \frac{H7}{l0}$ . На рисунке 5.2 дано обозначение посадок подшипникового узла в сборе.

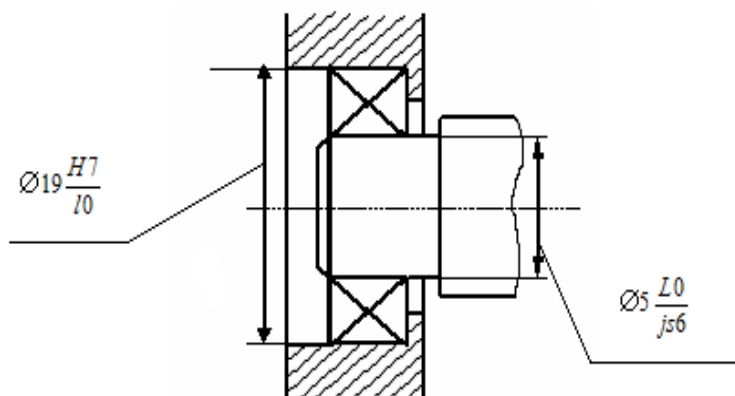


Рис. 5.2. Обозначение посадок подшипникового узла на чертеже

Рекомендуемые поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов в зависимости от вида нагружения колец шариковых и роликовых цилиндрических радиальных подшипников приведены в таблицах 5.3, 5.4.

Таблица 5.3. Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами

Номинальный диаметр, мм	Поля допусков		
	Валов (осей)	Отверстий в корпусе	
		неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%			
До 80	h5, h6, g5,	H6. H7	H6. H7, H8*
Св. 80 до 260	g6, f6*, js6	G6. G7	
Св. 260 до 500	f6, js6		
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%			
До 80	h5, h6	Js6, Js7	

Св. 80 до 260		H6, H7	Js6, Js7
Св. 260 до 500	g5, g6		

\*Поля допусков применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой

Таблица 5.4. Поля допусков деталей, соединяемых с циркуляционно нагруженными кольцами подшипников качения

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника d, мм	Допускаемые значения интенсивности радиальной нагрузки $P_R$ , кН/м			
	Поля допусков валов			
	js6, js5	k6, k5	m6, m5	n6, n5
Св. 18 до 80	До 300	300–1400	1400–1600	1600–3000
Св. 80 до 180	До 600	600–2000	2000–2500	2500–4000
Св. 180 до 360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
Св. 360 до 630	До 900	900–3500	3500–5400	5400–8000
Диаметр D наружного кольца, мм	Поля допусков отверстий корпусов			
	K7, K6	M7, M6	N7, N6	P7
Св. 50 до 180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
Св. 180 до 360	До 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3300
Св. 360 до 630	До 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
Св. 630 до 1600	До 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500

### 5.3. Примеры решения задач

Задача 5.3.1. Расчёт ведётся для подшипников качения, присоединительные размеры которого определены как внутренний диаметр внутреннего кольца  $d = 6$  мм и ширина колец  $B = 6$  мм табл. 5.5).

По внутреннему диаметру  $d$  и ширине колец подшипника  $B$  определяются наружный диаметр  $D=19$  мм, размер фасок или скруглений  $r=0,5$  мм, номер 60026 и тип подшипника – шариковый радиальный однорядный легкой серии 2.

По эксплуатационным требованиям и конструкции назначается класс точности подшипника – 6, так как в конструкции редуктора прибора скорости вращения небольшие, требования к точности вращения повышенные.

Следовательно, обозначение подшипника 6-60026.

Определяются предельные отклонения внутреннего и наружного колец подшипника. Для внутреннего кольца  $\varnothing 6L6$  предельные отклонения  $ES=0$ ,  $EI=-7$  мкм. Для наружного кольца  $\varnothing 19l6$  предельные отклонения  $es=0$ ,  $ei=-8$  мкм.

Определяются виды нагружения колец подшипника. Наружное кольцо неподвижно в корпусе и нагружается силой постоянной по величине и направлению, действующей на ограниченном участке дорожки качения

кольца, следовательно, испытывает местное нагружение. Внутреннее кольцо вращается совместно с валом и при постоянной по направлению силе воспринимает нагрузку последовательно всеми точками дорожки качения кольца, следовательно, его нагружение циркуляционное.

Выбирается поле допуска отверстия в корпусе для местно нагруженного кольца в зависимости от характера нагрузки и вида корпуса. При спокойной нагрузке с умеренными толчками и вибрацией, перегрузке до 150%, при разъемном корпусе рекомендуется поле допуска – H7. Для отверстия в корпусе  $\varnothing 19H7$  предельные отклонения ES=+21 мкм, EI=0 мкм.

Выбирается поле допуска вала для сопряжения с циркуляционно нагруженным внутренним кольцом. Если характер нагрузки не определен, посадку циркуляционно нагруженного кольца определяют по минимальному натягу, который рассчитывается по формуле:

$$N'_{\min} = \frac{13Rk}{(B-2r) \cdot 10^9} = \frac{13 \times 4,7059 \times 2,8}{(6-2 \times 0,5) \times 10^9} = 34,259 \times 10^{-9} \text{ (мм)} \approx 1 \text{ (мкм)}$$

где  $k$  – конструктивный коэффициент, принимаемый приближенно для подшипников легкой серии – 2,8;

$$R \text{ – радиальная нагрузка на опору } R = \frac{2M_{кр}}{d_{nc}} = \frac{2 \times 0,04}{0,017} = 4,7059 \text{ (Н)}.$$

Поле допуска сопрягаемой детали выбирается из ряда:  $j_6$ ,  $k_6$ ,  $m_6$ ,  $n_6$ . При этом должно выполняться условие:

$$N_{\min} \geq N'_{\min},$$

где  $N_{\min}$  – наименьший натяг посадки.

Минимально необходимый натяг можно обеспечить, назначив на вал поле допуска  $k_6$ . Тогда предельные отклонения вала  $\varnothing 6k_6$  es=+9 мкм, ei=+1 мкм. Строим схемы расположения полей допусков в посадках колец подшипников качения и рассчитываем основные характеристики посадок и деталей.

Для посадки наружного кольца подшипника в корпус  $\varnothing 19 \frac{H7}{16} \begin{pmatrix} +0,021 \\ -0,008 \end{pmatrix}$  (рис. 5.3).

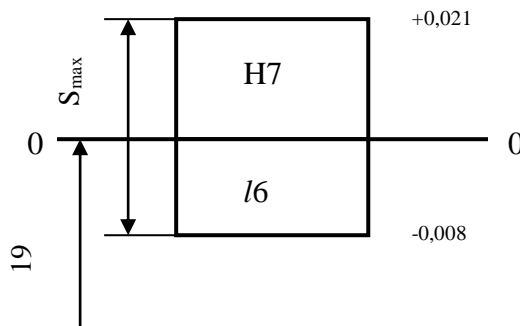


Рис. 5.3. Схема посадки наружного кольца подшипника качения

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 19 + 0,021 = 19,021 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 19 + 0 = 19 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры наружного кольца, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 19 + 0 = 19 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 19 + (-0,008) = 18,992 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 19,021 - 19 = 0,021 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 19 - 18,992 = 0,008 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 19,021 - 18,992 = 0,029 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 19 - 19 = 0;$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,029 - 0 = 0,029 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,021 + 0,008 = 0,029 \text{ (мм)}.$$

Для посадки внутреннего кольца подшипника на вал

$$\varnothing 6 \frac{L6}{k6} \begin{pmatrix} -0,007 \\ +0,009 \\ +0,001 \end{pmatrix} \text{ (рис. 5.4).}$$

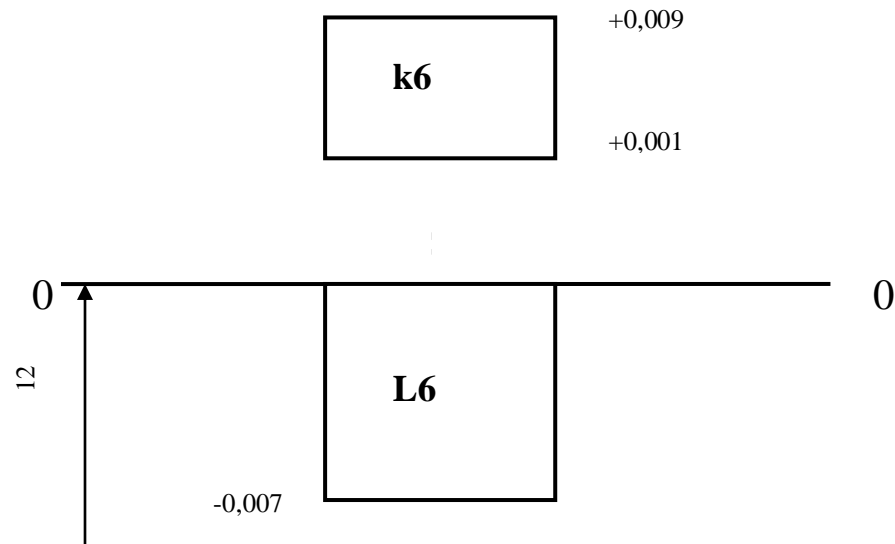


Рис. 5.4. Схема посадки внутреннего кольца подшипника на вал

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 6 + 0 = 6 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 6 + (-0,007) = 5,993 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 6 + 0,012 = 6,012 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + e_i = 6 + 0,001 = 6,001 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0 - (-0,007) = 0,007 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0,009 - 0,001 = 0,008 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с натягом:

- наибольший предельный натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0,009 - (-0,007) = 0,016 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = 0,001 - 0 = 0,001 \text{ (мм)}$$

#### 5.4. Задачи для самостоятельного решения

Задача 5.4.1. Определите основные геометрические размеры подшипников качения, влияющие на выбор посадок колец подшипника. Установите номер и серию подшипника. Продолжите заполнение табл., используя приведенные в ней исходные данные.

Таблица. Параметры однорядных радиальных шариковых подшипников качения

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Геометрические размеры подшипника, мм	d		20	40		4	4			15	
	D	150			19			90	6		80
	B	24	12	23	6	5	2,5	10	2,3	7	10
	r										
Номер подшипника											
Серия											

Задача 5.4.2. Заданы номер и класс точности подшипника качения. Определите основные размеры и предельные отклонения колец подшипников. Построить схему полей допусков.

Таблица. Номера подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности
1.	12	2
2.	15	2
3.	17	0
4.	103	6
5.	111	0
6.	119	0
7.	168	4
8.	214	5

Вариант	Номер подшипника	Класс точности
9.	220	2
10.	305	0
11.	39	6
12.	207	4
13.	318	
14.	403	5
15.	409	5
16.	418	2
17.	1000006	2
18.	1000009	0
19.	1000812	6
20.	1000860	4
21.	1000892	2
22.	1000908	6
23.	1000916	0
24.	840014	5
25.	840026	6
26.	840029	0
27.	1840089	0
28.	1840099	6
29.	92210	4
30.	92256	6

Задача 5.4.3. Назначьте класс точности подшипника качения и установите точность сопрягаемых с подшипником деталей, если известны требования к работе подшипникового узла, приведенные в табл.

Таблица. Требования к подшипникам качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Скорость вращения, об/мин	250	63	320	10	630	40	200	100	500	16	125	50
Точность вращения	высокая	нормальная	сверхвысокая	повышенная	особовысокая	высокая	нормальная	повышенная	сверхвысокая	высокая	особовысокая	повышенная

Задача 5.4.4. Определите предельные отклонения, предельные размеры и допуски колец подшипников качения, постройте схемы расположения полей допусков колец по их условным обозначениям, приведенным в табл.

Таблица. Поля допусков подшипников качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Диаметр, мм	40	150	20	30	10	50	55	180	30	80	80	15
Поле допуска	L0	l5	l0	L6	L5	L2	l6	l4	l2	l0	L6	L4

Задача 5.4.5. Определите вид нагружения колец подшипников качения по условиям работы подшипника, указанным в табл.

Таблица. Условия работы подшипника качения

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вектор силы радиальной нагрузки	постоянный $P_c$	+		+	+	+			+	+	+
	вращается $P_v$		+	+			+	+	+		+
				$P_v > P_c$				$P_v < P_c$		$P_v < P_c$	
Неподвижность кольца подшипника	наружного	+		+		+		+			+
	внутреннего		+		+		+		+		

Задача 5.4.6. Определите вид нагружения колец подшипника качения при действии на подшипник двух сил, величина и характер действия которых приведены в табл.

Таблица. Условия работы подшипника качения

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальная нагрузка Н	постоянная $P_c$	1000	300	150	1500	200	900	1200	600	700	450
	вращающаяся $P_v$	100	800	600	800	850	500	60	500	2000	900
Неподвижность кольца подшипника	наружного			+	+	+		+			+
	внутреннего	+	+				+		+	+	

Задача 5.4.7. Назначьте посадки местно нагруженных колец подшипника, если известны условия работы подшипникового узла, приведенные в табл.. Рассчитайте основные характеристики посадок.

Таблица. Условия работы подшипника качения

Вид корпуса	разъемный	+			+	+		+	+		
	неразъемный		+	+			+			+	+
Характер нагрузки	спокойная	+	+			+			+	+	
	удары, вибрация			+	+		+	+			+
Диаметр, мм		22	30	100	50	30	7	6	80	180	45
Поле допуска кольца		<i>l0</i>	L6	L5	L0	<i>l5</i>	<i>l0</i>	L6	L4	<i>l6</i>	<i>l4</i>

Задача 5.4.8. Расшифруйте условные обозначения, приведенные в табл. Постройте схемы расположения полей допусков и рассчитайте основные характеристики.

Таблица. Обозначения посадок колец подшипников качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр, мм	80	150	10	30	180	3	55	42	16	180
Посадка	$\frac{L0}{k6}$	$\frac{H7}{l6}$	$\frac{L6}{m6}$	$\frac{L5}{k5}$	$\frac{H6}{l5}$	$\frac{L4}{m5}$	$\frac{G7}{l0}$	$\frac{Js7}{l6}$	$\frac{Js6}{l5}$	$\frac{L0}{n6}$

Задача 5.4.9. Рассчитайте минимально необходимый натяг в соединении циркуляционно нагруженного кольца подшипника по данным табл. и выберите стандартную посадку. Определите основные характеристики выбранной посадки.

Таблица. Радиальная нагрузка на подшипник

Радиальная нагрузка, кН	1,5	0,8	2	0,5	2,5	0,6	3	1,1	0,9	1,8
Номер подшипника	1000093	1000907	7000106	18	104	107	120	25	206	210
Поле допуска кольца подшипника	<i>l0</i>	L6	<i>l6</i>	L5	L0	L6	L0	<i>l5</i>	L4	<i>l4</i>

Задача 5.4.10. По величине интенсивности радиальной нагрузки определите посадку циркуляционно нагруженного кольца подшипника. Постройте схему соединения, рассчитайте основные характеристики выбранной посадки. Условия работы подшипника приведены в табл..

Таблица. Характеристики узла подшипника

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальная нагрузка, кН	0,3	1	3	0,8	1,5	0,6	2	2,5	0,4	1,8
Номер подшипника	23	34	214	18	109	104	1000112	100864	1000091	244
Поле допуска кольца подшипника	<i>l6</i>	<i>l0</i>	L0	L5	L6	<i>l5</i>	<i>l4</i>	L5	L4	<i>l6</i>
Характер нагрузки	спокойная	ударная	ударная	спокойная	спокойная	ударная	ударная	ударная	спокойная	спокойная
Коэффициент F	1	1,5	1	2	1,6	1	1,4	3	1	1,2

Задача 5.4.11. Подберите поле допуска для циркуляционно - нагруженного кольца подшипника (табл.). Начертите схему полей допусков полученной посадки, вычислите зазоры и натяги.

Таблица. Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Интенсивность нагружения, кН/м	Нагруженное кольцо
---------	------------------	----------------	--------------------------------	--------------------



1	112	6	300	Внутреннее
2	50211	4	956	Внутреннее
3	50409	6	1450	Внутреннее
4	105	0	1500	Наружное
5	62324	6	5000	Наружное
6	806	6	4500	Внутреннее
7	838	2	943	Внутреннее
8	52626	4	4600	Наружное
9	844	6	2268	Внутреннее
10	872	4	1625	Внутреннее
11	50317	6	1500	Наружное
12	50100	0	1800	Наружное
13	50103	5	2259	Наружное
14	50106	6	3980	Внутреннее
15	812	5	850	Наружное
16	50116	2	8000	Внутреннее
17	50217	0	530	Наружное
18	680204	2	1500	Внутреннее
19	50304	6	840	Внутреннее
20	680211	0	2760	Внутреннее
21	50313	5	970	Внутреннее
22	62308	0	4900	Внутреннее
23	50415	0	1300	Наружное
24	680203	6	2900	Наружное
25	50120	6	500	Наружное
26	680208	5	1860	Наружное
27	52936	5	860	Наружное
28	50110	0	4590	Наружное
29	52611	0	560	Внутреннее
30	52618	6	2900	Внутреннее

Задача 5.4.12. Подберите поле допуска для циркуляционно - нагруженного кольца подшипника (табл.). Начертите схему полей допусков полученной посадки, вычислите зазоры и натяги.

Таблица. Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Радиальная нагрузка, $R$ , кН	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки	$d_{отв}/d$ или $D/D_{корп}$
1	112	6	3	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%	0
2	50211	0	5	Внутреннее		0
3	105	0	2,5	Наружное		0
4	62324	5	0,5	Наружное		0
5	680203	0	0,7	Наружное		0
6	806	4	2	Внутреннее	Ударная, перегрузка до 300%	0
7	50120	0	2	Наружное		0
8	838	6	4	Внутреннее		0,4

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Радиальная нагрузка, $R$ , кН	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки	$d_{отв}/d$ или $D/D_{корп}$
9	52626	2	16	Наружное	С умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%	Корпус толстостенный
10	844	6	10	Внутреннее		0,5
11	50415	2	15,5	Наружное		0,6
12	680211	6	16	Внутреннее		0,7
13	872	4	5,5	Внутреннее		0,8
14	50409	6	6	Внутреннее		0,4
15	50317	0	0,6	Наружное	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%	Корпус толстостенный
16	50103	0	0,9	Наружное		0,5
17	52618	5	3,4	Внутреннее		0,6
18	50106	6	2,5	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%	0,7
19	50116	5	6	Внутреннее		0,8
20	50217	0	10	Наружное		0,4
21	52936	6	6	Наружное	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%	Вал сплошной
22	680204	6	5,6	Внутреннее		0,5
23	50304	4	0,8	Внутреннее		0,6
24	812	2	2	Наружное		0,7
25	50313	6	10	Внутреннее		Корпус толстостенный
26	50100	5	18	Наружное		0,8
27	680208	0	1	Наружное	Спокойная, перегрузка до 150%	0,8
28	50110	5	3	Наружное		0,8
29	62308	0	12	Внутреннее		0,8
30	52611	6	2,5	Внутреннее		0,8

Задача 5.4.13. Подберите поле допуска для местно - нагруженного кольца подшипника (табл.). Начертите схему полей допусков полученной посадки, определите характер соединения.

Таблица. Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки
1	12	6	Внутреннее	Ударная, перегрузка до 300%
2	13		Внутреннее	
3	14		Наружное	
4	15		Наружное	
5	16		Наружное	
6	17	0	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%
7	100		Наружное	
8	101		Внутреннее	
9	103		Наружное	
10	106	6	Внутреннее	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%
11	110		Наружное	
12	112		Внутреннее	
13	113	0	Внутреннее	С
14	115		Внутреннее	
15	117		Наружное	

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки
16	119	6	Наружное	умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%
17	120		Внутреннее	
18	121		Внутреннее	
19	122	0	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%
20	124		Наружное	
21	128		Наружное	
22	130		Внутреннее	
23	134	6	Внутреннее	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%
24	138		Наружное	
25	140		Внутреннее	
26	148		Наружное	
27	156	0	Наружное	Спокойная, перегрузка до 150%
28	160		Наружное	
29	164		Внутреннее	
30	172		Внутреннее	

Задача 5.4.14. Определите годность посадочных размеров колец подшипников качения по действительным размерам, приведенным в табл.

Таблица. Размеры и поля допусков колец подшипников

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер подшипника	212	23	224	215	35	303	403	17	34	1000092
Поле допуска	<i>l6</i>	L2	<i>l0</i>	<i>l5</i>	L6	L0	<i>l6</i>	L4	<i>l4</i>	<i>l2</i>
Действительный размер, мм	109,990	2,995	214,970	129,990	4,995	16,990	61,992	6,998	15,995	5,997

Задача 5.4.15. Определите годность внутренних колец подшипников по результатам измерений (табл.).

Таблица. Результаты измерений внутренних колец подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
1	150111	4	54,997
2	160019	0	8,993
3	32212	0	104,998
4	160106	0	29,989
5	450310	5	49,899
6	160110	6	49,995
7	450305	6	25,003
8	160115	0	74,985
9	160609	4	45,002
10	3160205	5	24,996

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
11	150107	2	34,996
12	32106	6	29,963
13	32112	2	59,999
14	450104	2	19,996
15	32160	5	300,001
16	32188	2	439,997
17	450200	4	9,996
18	3160209	6	44,899
19	150114	6	69,997
20	450110	2	49,958
21	150218	0	89,993
22	450116	0	79,995
23	450201	5	49,986
24	150301	0	12,003
25	450314	4	69,994
26	150100	6	9,999
27	450100	6	10,001
28	150102	0	15,004
29	150116	5	80,002
30	150316	6	79,998

Задача 5.4.16. Определите годность наружных колец подшипников по результатам измерений.

Таблица. Результаты измерений наружных колец подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
1	160019	2	24,005
2	150116	2	124,965
3	450310	5	109,987
4	160106	5	59,998
5	3160209	6	85,001
6	32212	0	159,996
7	450104	6	41,999
8	160110	0	79,996
9	160115	6	114,996
10	160609	4	99,998
11	3160205	6	51,994
12	150301	5	36,996
13	450110	6	79,969
18	32106	0	59,998
19	32112	6	95,003
20	450314	5	149,975

21	32160	6	459,975
22	150316	4	169,985
23	32188	6	649,856
24	150218	2	160,002
25	450200	6	29,989
26	450100	0	25,994
27	150107	0	61,992
28	450116	2	124,989
29	450305	2	61,995
30	150100	0	26,001
14	150102	6	31,996
15	450201	0	89,996
16	150111	6	89,986
17	150114	0	109,972

## Занятие 6. Штифтовые и шпоночные соединения

### 6.1 Штифтовые соединения

Штифты по функциям, выполняемым в механизме, можно разделить на три группы: крепежные, установочные и направляющие.

*Крепежные* штифты служат для неподвижного соединения деталей и передачи сил и крутящих моментов. Например, из рис. 6.1 видно, что штифт 1 обеспечивает неподвижность соединения деталей 2 (зубчатое колесо) и 3 (вал), а также передачу между ними крутящего момента  $M_{кр.}$  и осевых сил  $Q$ . Форма штифтов, используемых для крепления, бывает конической или цилиндрической.

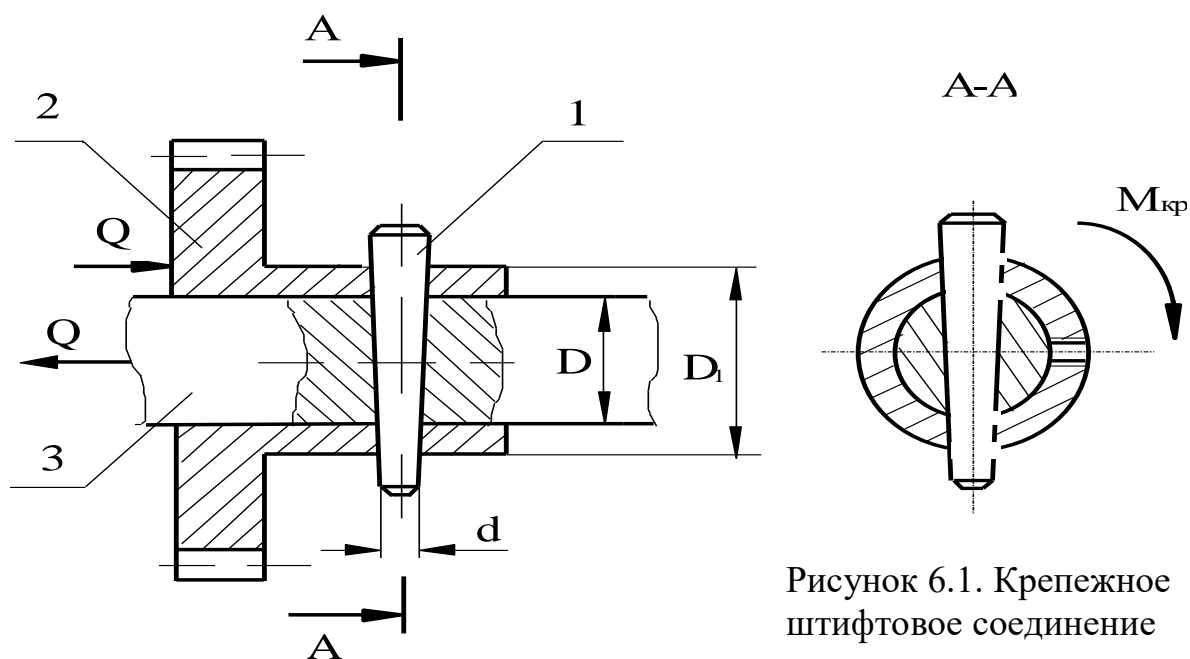


Рисунок 6.1. Крепежное штифтовое соединение

Для цилиндрических штифтов рекомендуемые предельные отклонения диаметров – по  $m6$  из системы ЕСДП. В зависимости от длины сопряжения и характера нагружения соединения (спокойное, с толчками, вибрацией) используется одна из посадок ЕСДП:  $H7/m6$ ,  $Js7/m6$  или  $K7/m6$ .

*Установочные* штифты всегда применяются в комплекте с винтами или иными крепежными элементами, обеспечивающими соединения деталей. Назначение штифтов в этих сборочных единицах – сохранение точного взаимного расположения деталей при повторных сборках. Рекомендуемые в ЕСДП предельные отклонения диаметров штифтов:  $m6$ ,  $h8$ ,  $h11$ . Поскольку в установочных штифтовых соединениях должен быть обеспечен легкий съем одной из деталей со штифтов, то в таких соединениях с одной деталью штифт устанавливается по неподвижной посадке, как в крепежном штифтовом соединении, а с другой деталью в зависимости от длины сопряжения, точности центрирования, частоты сборки, разборки и характера нагружения выбирают одну из посадок  $F7/m6$ ,  $G7/m6$  или  $H7/m6$ .

*Направляющие* штифты обеспечивают возможность движения смежных деталей (чаще всего поступательного движения одной детали относительно другой). Перемещение блока втулок вдоль оси в пределах длины паза, при условии передачи  $M_{кр}$  с вала на втулки, обеспечивается наличием гарантированного зазора не только в сопряжении смежных деталей (вала и блока), но и штифта с пазом.

В обозначение цилиндрического штифта входит номинальный диаметр, допуск на него и длина. Например, штифт 1,6  $m6 \times 15$  ГОСТ 3128-70.

В обозначение конического штифта входит номинальный диаметр, за который принят диаметр тонкого конца штифта и длина. Например, штифт 1  $\times 10$  ГОСТ 3128-70.

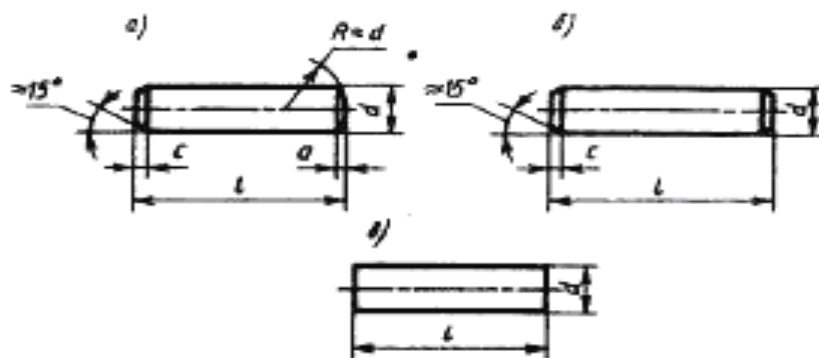


Рисунок 6.2 – Геометрические параметры штифтов:

- а) исполнение 1 (класс точности А); б) исполнение 2 (класс точности В);  
в) исполнение 3 (класс точности С)

В посадках штифтовых соединений необходимые натяги достигаются подбором полей допусков отверстий. Технические требования для цилиндрических /ГОСТ 26862-86/ регламентируют предельные отклонения диаметров штифтов:

цилиндрических класса точности А –  $m6$  ( $n6$ );

цилиндрических класса точности В –  $h8$  ( $h9$ );

Размеры цилиндрических штифтов по ГОСТ 3128-70.

## 6.2 Шпоночные соединения

Шпоночным соединением называется соединение охватывающей (втулка) и охватываемой (вал) поверхностей с помощью соединительного звена (шпонки) с целью передачи крутящего момента или фиксации относительного положения деталей при осевом перемещении (рисунок 38).

Из значительного количества конструкций шпоночных соединений наибольшее распространение в машино- и приборостроении получили призматические и сегментные шпонки.

Обозначения размеров призматического шпоночного соединения в сборе и подетально показаны на рис. 6.3.

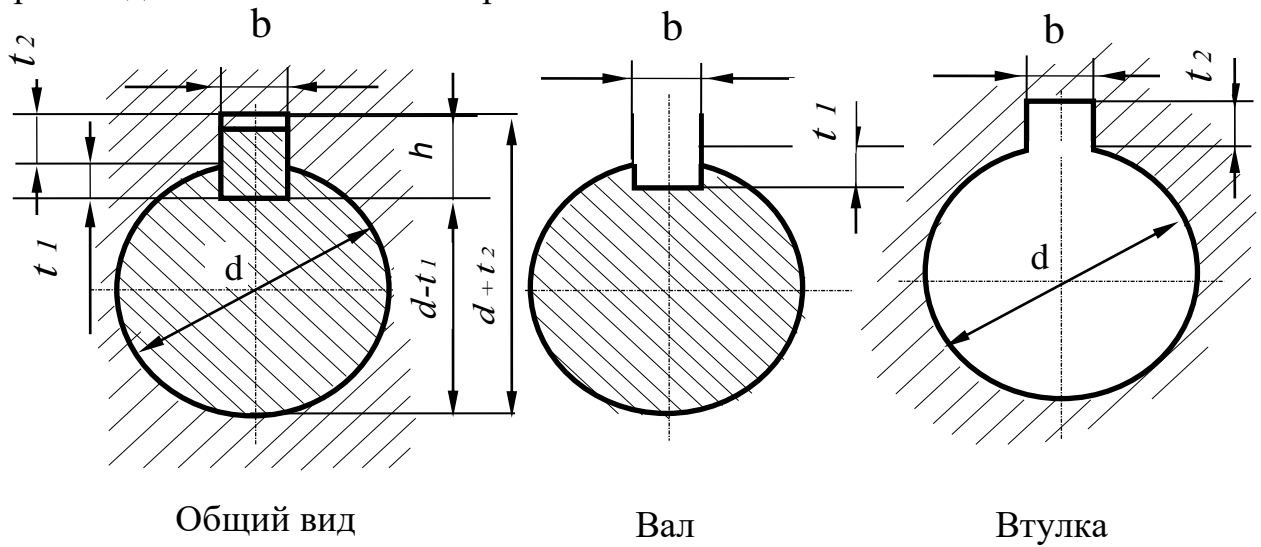


Рис. 6.3. Призматическое шпоночное соединение и его основные размеры

Основным посадочным параметром шпоночного соединения является ширина “ $b$ ”, по которому шпонка сопрягается с одной стороны с пазом вала, а с другой – с пазом втулки. Выбор посадки зависит от характера соединения и от вида производства, для которого она предназначена.

По характеру соединений различают: свободные (для направляющих шпонок), нормальные и плотные шпоночные соединения. Свободное шпоночное соединение применяется при затрудненных условиях сборки, небольших нереверсивных нагрузках, легких режимах работы, для обеспечения подвижности втулки на валу. Нормальное шпоночное соединение обеспечивает неподвижность втулки на валу, применяется при благоприятных условиях сборки, умеренных нагрузках на соединение. Плотное шпоночное соединение применяется при благоприятных условиях сборки для обеспечения неподвижного соединения втулки с валом, при действии существенных нагрузок.

Предельные отклонения по размеру “ $b$ ” для шпонки, паза вала и паза втулки нормируются по ГОСТ 26360-82. Применяемые поля допусков для шпоночных соединений приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2. Поля допусков на сопрягаемые размеры шпоночных соединений

Характер соединения	Поля допусков размеров “b”		
	шпонка	паз вала	паз втулки
Свободное	h 9	H9	D10
Нормальное	h 9	N9	Js9
Плотное	h 9	P9	P9

Номинальные размеры ширины шпоночных соединений с призматическими шпонками нормируются в зависимости от диаметра вала “d” по ГОСТ 23360-82 приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3 – Геометрические размеры шпоночного соединения, мм

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки		Номинальная глубина паза		
			паза		
	b×h	Интервалы длин l		на валу t <sub>1</sub>	во втулке t <sub>2</sub>
		от	до		
Св. 6 до 8	2×2	6	20	1,2	1,0
Св. 8 до 10	3×3	6	36	1,8	1,4
Св. 10 до 12	4×4	8	45	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8×7	18	90	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22×14	63	250	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25×14	70	280	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28×16	80	320	10,0	6,4
Св. 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4
Св. 130 до 150	36×20	100	400	12,0	6,4
Св. 150 до 170	40×22	100	400	13,0	9,4
Св. 170 до 200	45×25	110	450	15,0	10,4
Св. 200 до 230	50×28	125	500	17,0	11,4
Св. 230 до 260	56×32	140	500	20,0	12,4
Св. 260 до 290	63×32	160	500	20,0	12,4
Св. 290 до 330	70×36	180	500	22,0	14,4
Св. 330 до 380	80×40	200	500	25,0	15,4
Св. 380 до 440	90×45	220	500	26,0	17,4
Св. 440 до 500	100×50	250	500	31,0	19,5

К непосадочным размерам шпоночного соединения относятся: высота шпонки “h”, размер по длине паза “L”, глубина паза на валу “t<sub>1</sub>”, глубина паза



во втулке “ $t_2$ ” (рисунок 38). Следует учитывать, чтобы соединение можно было собрать, паз во втулке выполняют сквозным, а длина паза на валу обычно равна диаметру вала. Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения соответствуют данным, указанным в табл. 6.4 и на рис. 6.4.

Таблица 6.4. Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения

Размер	Обозначение		Поля допусков
Высота шпонки	h	до 6 мм	h9
		св. 6 мм	h11 (для квадратного сечения h110)
Длина шпонки	L		h14
Длина паза	L <sub>1</sub>		H15
Глубина паза вала	t <sub>1</sub>		отклонения в пределах 0,1-0,3 мм
Глубина паза втулки	t <sub>2</sub>		

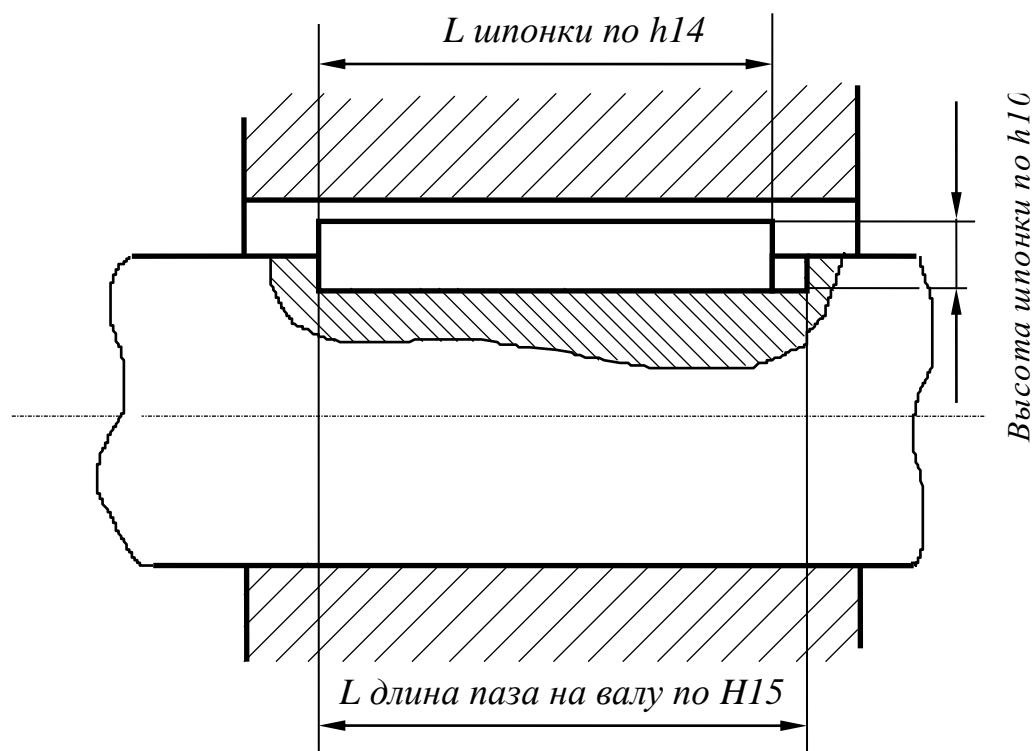


Рис. 6.4. Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения

Вместо отклонений размеров  $t_1$  и  $t_2$  допускается применять отклонения размеров  $(d - t_1)$  и  $(d + t_2)$  в соответствии с табл. 6.5.

Таблица 6.5. Предельные отклонения размеров ( $d - t_1$ ) и ( $d + t_2$ )

Высота шпонки в мм	Предельные отклонения размеров	
	$d - t_1$	$d - t_2$
от 2 до 6	- 0,1	+ 0,1
свыше 6 до 18	- 0,2	+ 0,2
свыше 18 до 50	- 0,3	+ 0,3

### Примеры решения задач

Задача 1. Для шпоночного соединения с призматической шпонкой, с помощью которой производится дополнительное крепление на валу зубчатого колеса поз.5, по диаметру вала в сопряжении, равному 50 мм, выбрать геометрические размеры и посадки соединения.

Решение. Исходя из диаметра вала определяются ширина шпонки  $b = 14$  мм, высота шпонки  $h = 9$  мм. Выбирается вид шпоночного соединения. В конструкции зубчатое колесо на валу должно быть установлено неподвижно, а действующие нагрузки на соединение – умеренные. Поэтому выбираем *нормальное шпоночное соединение* – неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

Для выбранного вида шпоночного соединения определяются посадки в пазы вала и втулки:  $\varnothing 14 \frac{N9}{h9}$  и  $\varnothing 14 \frac{Js9}{h9}$ , соответственно.

Строим схемы и рассчитываем основные характеристики посадок.

Переходная поладка шпонки в паз на валу  $\varnothing 14 \frac{N9}{h9}$ .

Для отверстия  $\varnothing 14 N9$ :  $ES=0$ ,  $EI=-43$  мкм.

Для вала  $\varnothing 14 h9$ :  $es=0$ ,  $ei= -43$  мкм.

Схема расположения полей допусков представлена на рис.

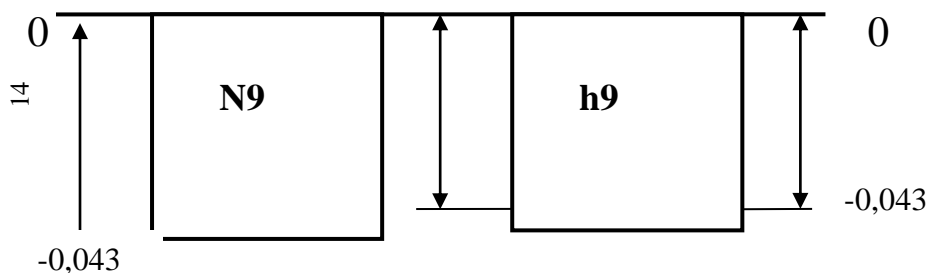


Рис. Схема переходной посадки

Определяются характеристики переходной посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 14 - 0,043 = 13,957 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 - 0,043 = 13,957 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики переходной посадки:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = -N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)};$$

-наибольший предельный натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)};$$

- допуск переходной посадки

$$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = 0,043 + 0,043 = 0,086 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,043 + 0,043 = 0,086 \text{ (мм)}.$$

Переходная поавдка шпонки в паз во втулке  $\varnothing 14 \frac{J_s 9}{h9}$ .

Для отверстия  $\varnothing 14 J_s 9$ :  $ES = +21,5$  мкм,  $EI = -21,5$  мкм.

Для вала  $\varnothing 14 h9$ :  $es = 0$ ,  $ei = -43$  мкм.

Схема расположения полей допусков представлена на рисунке.

Определяются характеристики переходной посадки, предельные размеры и допуски деталей.

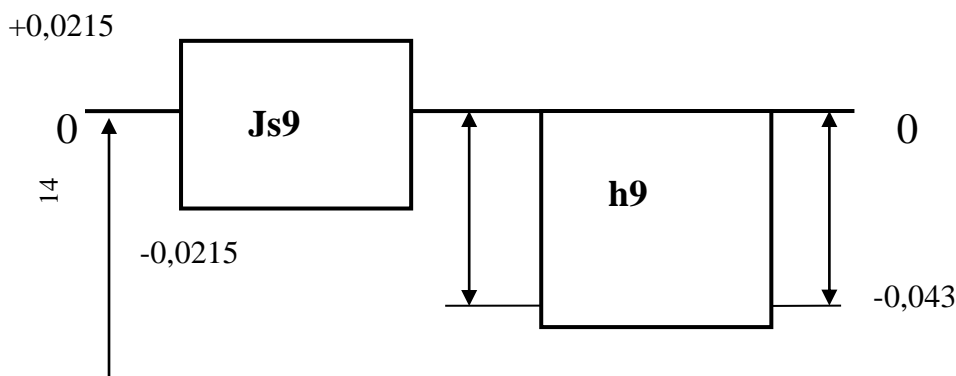


Рис. Схема переходной посадки

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0,0215 = 14,0215 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер  $D_{\min} = D + EI = 14 - 0,0215 = 13,9785$  (мм).

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 - 0,043 = 13,957 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0,0215 - (-0,0215) = 0,043 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики переходной посадки:

- наибольший предельный зазор

$S_{\max} = -N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0,0215 - (-0,043) = 0,0645 \text{ (мм)} ;$

-наибольший предельный натяг

$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0 - (-0,0215) = 0,0215 \text{ (мм)};$

- допуск переходной посадки

$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = 0,0645 + 0,0215 = 0,086 \text{ (мм)};$

по другой формуле

$TS = TD + Td = 0,043 + 0,043 = 0,086 \text{ (мм)}.$

Определяются допуски и предельные отклонения на несопрягаемые размеры. На глубину паза на валу –  $5,5^{+0,1}$ , на глубину паза во втулке –  $3,8^{+0,1}$ .

На длину шпонки 50h14 ( $-0,62$ ), на длину паза на валу 50H15( $^{+1}$ ), на длину паза во втулке 100H15( $^{+1,4}$ )

### Задачи для самостоятельного решения

Задача 6.6.1. С целью обеспечения дополнительного крепления зубчатого колеса на валу выбрать геометрические размеры и назначить посадки цилиндрического штифтового соединения для диаметров вала, приведенных в табл. 6.6.

Таблица 6.6. Диаметры валов

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр вала, мм	180	30	50	3	10	18	6	120	250	80

Задача 6.6.2. Определите соответствие размеров штифтов (табл.6.7) требованиям ГОСТ 3128-70.

Таблица 6.7. Параметры штифтов

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Обозначение	2m6×6	6h8×10	10n6×20	30h9×100	50m6×120	8h8×20	1,5n6×8	12m6×30	25h9×50	0,8n6×15
Действительные значения диаметра, мм	2,010	5,984	10,020	29,950	50,020	7,980	1,5010	12,020	24,940	0,805

Задача 6.6.3. Подберите призматическую шпонку для соединения  $\varnothing 12$ ,  $\varnothing 15$ ,  $\varnothing 25$ ,  $\varnothing 30$ ,  $\varnothing 48$ ,  $\varnothing 55$ ,  $\varnothing 69$ ,  $\varnothing 100$ ,  $\varnothing 112$ ,  $\varnothing 179$ ,  $\varnothing 216$ ,  $\varnothing 255$ ,  $\varnothing 325$ .

Выполните эскизы шпоночного соединения и выбранной шпонки (исполнение 1).

Задача 6.6.4. Расшифруйте условное обозначение шпоночного соединения:

Шпонка 2х2х10 ГОСТ 23360-78

Шпонка 2 - 5х5х40 ГОСТ 23360-78

Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78

Шпонка 3 - 18x11x110 ГОСТ 23360-78

Шпонка 36x20x220 ГОСТ 23360-78

Шпонка 40x22x280 ГОСТ 23360-78

Шпонка 2 - 70x36x320 ГОСТ 23360-78

Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Задача 6.6.5. Подберите посадку для шпоночного соединения (табл.6.8). Постройте схему полей допусков. Выполните эскизы соединения. Представьте условное обозначение шпоночного соединения.

Таблица 6.8. – Требования к шпоночным соединениям

Вариант	Номинальный диаметр	Вид соединения	Назначение посадок
1	15	Свободное	Для единичного производства
2	25	Нормальное	Для серийного производства
3	27	Плотное	Для крупносерийного производства
4	30	Свободное	Для массового производства
5	33	Нормальное	Для направляющих бшпонок
6	42	Плотное	Для единичного производства
7	49	Свободное	Для крупносерийного производства
8	51	Свободное	Для единичного производства
9	58	Нормальное	Для массового производства
10	65	Свободное	Для серийного производства
11	71	Нормальное	Для направляющих шпонок
12	78	Плотное	Для единичного производства
13	84	Нормальное	Для крупносерийного производства
14	93	Свободное	Для направляющих шпонок
15	105	Свободное	Для единичного производства
16	128	Свободное	Для направляющих шпонок
17	136	Нормальное	Для серийного производства
18	154	Свободное	Для крупносерийного производства
19	187	Плотное	Для единичного производства
20	194	Плотное	Для массового производства
21	213	Свободное	Для серийного производства
22	245	Нормальное	Для единичного производства
23	269	Плотное	Для направляющих шпонок
24	283	Нормальное	Для массового производства
25	297	Плотное	Для направляющих шпонок
26	305	Плотное	Для единичного производства
27	324	Нормальное	Для серийного производства
28	335	Нормальное	Для направляющих шпонок
29	368	Плотное	Для направляющих шпонок
30	370	Нормальное	Для единичного производства

Задача 6.6.6. Даны условные обозначения шпонок (табл. 6.9). Выполните эскизы шпонки (по вариантам) с указанием допусков на все размеры.

Таблица 6.9 – Обозначения шпонки

Вариант	Обозначение шпонки
1	Шпонка 2х2х10 ГОСТ 23360-78
2	Шпонка 2 - 5х5х40 ГОСТ 23360-78
3	Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78
4	Шпонка 3 - 18х11х110 ГОСТ 23360-78
5	Шпонка 36х20х220 ГОСТ 23360-78
6	Шпонка 40х22х280 ГОСТ 23360-78
7	Шпонка 2 - 70х36х320 ГОСТ 23360-78
8	Шпонка 3х3х25 ГОСТ 23360-78
9	Шпонка 3 - 6х6х56 ГОСТ 23360-78
10	Шпонка 8х7х63 ГОСТ 23360-78
11	Шпонка 3 - 10х8х28 ГОСТ 23360-78
12	Шпонка 14х9х90 ГОСТ 23360-78
13	Шпонка 18х11х70 ГОСТ 23360-78
14	Шпонка 2 - 22х14х90 ГОСТ 23360-78
15	Шпонка 45х25х125 ГОСТ 23360-78
16	Шпонка 6х6х32 ГОСТ 23360-78
17	Шпонка 2 - 10х8х45 ГОСТ 23360-78
18	Шпонка 12х8х56 ГОСТ 23360-78
19	Шпонка 3 - 16х10х70 ГОСТ 23360-78
20	Шпонка 20х12х100 ГОСТ 23360-78
21	Шпонка 25х14х140 ГОСТ 23360-78
22	Шпонка 2 - 32х18х160 ГОСТ 23360-78
23	Шпонка 45х25х250 ГОСТ 23360-78
24	Шпонка 2 - 56х32х220 ГОСТ 23360-78
25	Шпонка 3х3х8 ГОСТ 23360-78
26	Шпонка 2 - 4х4х22 ГОСТ 23360-78
27	Шпонка 8х7х32 ГОСТ 23360-78
28	Шпонка 2 - 2х8х63 ГОСТ 23360-78
29	Шпонка 28х16х140 ГОСТ 23360-78
30	Шпонка 3 - 63х32х250 ГОСТ 23360-78

Задача 6.6.7. Подберите сегментную шпонку для соединения(табл.6.10)  
. Выполните эскизы шпоночного соединения и выбранной шпонки.

Таблица 6.10. Требования к шпоночному соединению

Вариант	Номинальный диаметр вала	Назначение шпонки	Исполнение шпонки
1	3,5	I	1
2	4	II	2
3	4,5	I	2
4	5	II	1
5	6	I	1
6	6,7	I	1
7	7	II	2
8	7,2	II	1
9	8	I	2
10	8,4	I	2
11	8,7	II	1
12	9,9	I	2

13	10	I	1
14	10,3	II	1
15	10,7	II	1
16	11	II	1
17	11,6	I	2
18	12	II	2
19	13	I	1
20	13,8	II	1
21	14	I	2
22	15	II	1
23	19	II	2
24	22	I	1
25	27	I	2
26	30	I	1
27	33	II	1
28	36	I	1
29	37	II	2
30	40	II	2

Задача 6.6.8. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Шпонка 1х1,1 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 1,5х2,6 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)  
Шпонка 2 - 2х2,6 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 2,5х3,7 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)  
Шпонка 2 - 3х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)  
Шпонка 4х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 2 - 4х7,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)  
Шпонка 5х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 2 - 5х9 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)  
Шпонка 6х9 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 6х10 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)  
Шпонка 2 - 8х11 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)

Задача 6.6.9. Подберите посадку для шпоночного соединения с сегментной шпонкой (табл.6.11). Постройте схему полей допусков. Выполнить эскизы соединения. Представьте условное обозначение шпоночного соединения.

Таблица 6.11. Требования к шпоночному соединению

Вариант	Номинальный диаметр	Вид соединения	Назначение посадок
1	3,9	Плотное	Для единичного производства
2	4	Нормальное	Для серийного производства
3	4,3	Плотное	Для крупносерийного производства
4	4,9	Нормальное	Для массового производства
5	5	Нормальное	Для массового производства
6	5,6	Плотное	Для единичного производства
7	5,9	Нормальное	Для крупносерийного производства

8	6	Плотное	Для единичного производства
9	6,3	Нормальное	Для массового производства
10	7	Плотное	Для серийного производства
11	8	Нормальное	Для крупносерийного производства
12	9,5	Плотное	Для единичного производства
13	10	Нормальное	Для крупносерийного производства
14	11	Плотное	Для единичного производства
15	12,7	Нормальное	Для единичного производства
16	13	Плотное	Для массового производства
17	14,2	Нормальное	Для серийного производства
18	15	Нормальное	Для крупносерийного производства
19	15,9	Плотное	Для единичного производства
20	16	Плотное	Для массового производства
21	19	Нормальное	Для серийного производства
22	20	Нормальное	Для единичного производства
23	22	Плотное	Для серийного производства
24	25	Нормальное	Для массового производства
25	27	Плотное	Для серийного производства
26	30	Плотное	Для единичного производства
27	33	Нормальное	Для серийного производства
28	34	Нормальное	Для массового производства
29	36	Плотное	Для серийного производства
30	42	Нормальное	Для единичного производства

Задача 6.6.10. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки с указанием размеров и допусков на все размеры (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Шпонка 2 – 2х2х8 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3х3х28 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 5х5х45 ГОСТ 24068-80

Шпонка 8х7х63 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 10х8х80 ГОСТ 24068-80

Шпонка 12х8х110 ГОСТ 24068-80

Шпонка 16х10х56 ГОСТ 24068-80

Шпонка 4 – 18х11х90 ГОСТ 24068-80

Шпонка 22х12х110 ГОСТ 24068-80

Шпонка 2 – 25х14х125 ГОСТ 24068-80

Шпонка 28х16х90 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 32х18х160 ГОСТ 24068-80

Шпонка 36х20х280 ГОСТ 24068-80

Шпонка 40х22х320 ГОСТ 24068-80

Шпонка 45х25х125 ГОСТ 24068-80

Шпонка 50х28х140 ГОСТ 24068-80

Шпонка 4 – 56х32х250 ГОСТ 24068-80

Шпонка 2 – 63х32х280 ГОСТ 24068-80



Задача 6.6.11. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы соединений с тангенциальными нормальными шпонками.

Шпонка 7x20,1x70 ГОСТ 24069-80

Шпонка 9x28,6x120 ГОСТ 24069-80

Шпонка 8x24x100 ГОСТ 24069-80

Шпонка 18x66x3000 ГОСТ 24069-80

Шпонка 30x110,9x480 ГОСТ 24069-80

Шпонка 34x123,1x220 ГОСТ 24069-80

Шпонка 50x181,6x780 ГОСТ 24069-80

Шпонка 56x214,3x500 ГОСТ 24069-80

Задача 6.6.12. Вдоль оси вала перемещается зубчатое колесо по направляющей в виде призматической шпонки. Установите допуски и посадки шпоночного соединения. Значения ширины шпоночного паза приведены в табл. 6.12.

Таблица 6.12. Ширина шпоночного паза

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер b, мм	1,5	80	6	2	36	5	18	40	8	10

Задача 6.6.13. Установите годность пазов под призматическую шпонку по результатам измерения ширины пазов, приведенным в табл. 6.13.

Таблица 6.13. Данные на ширину шпоночных пазов

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальное значение b, мм		6	16	32	20	63	80	5	100	14	2
Поле допуска паза	на валу	H9	P9	H9	N9	P9	H9	P9	N9	H9	N9
	во втулке	D10	P9	D10	Js9	P9	D10	P9	Js9	D10	Js9
Действительная ширина паза, мм	на валу	6,032	15,980	32,060	20	19,980	80,075	4,980	99,920	14,030	1,990
	во втулке	6,050	15,940	32,10	19,980	19,930	80,20	4,960	100,040	14,08	2,010

Задача 6.6.14. По данным табл. 6.13 определите зазоры (натяги) в посадках призматической шпонки.

## Занятие 7. Шлицевые соединения

Шлицевыми соединениями называются соединения, состоящие из охватывающей (втулка) и охватываемой (вал) поверхностей, имеющих продольные, расположенные параллельно оси соединения, и по окружности шлицы прямобочного, эвольвентного или треугольного профиля.

В настоящее время системой ЕСДП прямобочные шлицевые соединения стандартизованы ГОСТом 1139-80. Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящего момента. Соединения могут быть подвижными, когда втулка перемещается вдоль вала (зубчатые колеса коробок передач, включающие и выключающие муфты), и неподвижными, когда втулка в процессе работы не должна перемещаться по валу.

Наибольшее распространение в машино- и приборостроении получили шлицевые соединения с прямобочным профилем (ГОСТ 1139-80).

Шлицевые соединения характеризуются тремя основными размерными параметрами: внутренним диаметром ( $d$ ), наружным диаметром ( $D$ ), шириной паза втулки и шириной шлица ( $b$ ). Основные номинальные размеры шлицевых деталей показаны на рис. 7.1.

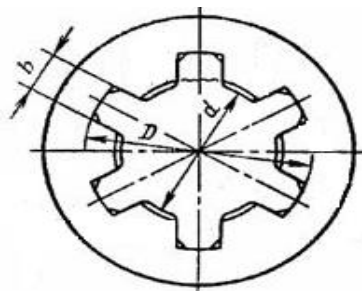


Рис. 7.1. Основные геометрические размеры прямобочного шлицевого соединения

В зависимости от передаваемого  $M_{кр}$  предусматривается три серии шлицевых соединений: легкая, средняя и тяжелая. Они отличаются одна от другой по высоте зубьев и их числу. К соединениям легкой серии (табл. 6.6), имеющим наименьшие высоту ( $1.5 \div 4$ ) мм и число зубьев ( $z=6, 8, 10$ ), относятся неподвижные и малонагруженные соединения. Соединения средней серии применяются в условиях средних нагрузок. Соединения тяжелой серии, имеющие наибольшие высоту ( $2 \div 6.5$ ) мм и число зубьев ( $z=10, 16, 20$ ), предназначаются для тяжелых условий работы.

Таблица. Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм

$z \times d \times D$	$b$	$d_f$ не менее	$z \times d \times D$	$b$	$d_f$ не менее	$z \times d \times D$	$b$	$d_f$ не менее
Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
6×23×26	6	22,1	6×11×14	3,0	9,9	10×16×20	2,5	14,1
6×26×30	6	24,6	6×13×16	3,5	12,0	10×18×23	3,0	15,6
6×28×32	7	26,7	6×16×20	4,0	14,5	10×21×26	3,0	18,5
8×32×36	6	30,4	6×18×22	5,0	16,7	10×23×29	4,0	20,3
8×36×40	7	34,5	6×21×25	5,0	19,5	10×26×32	4,0	23,0
8×42×46	8	40,4	6×23×28	6,0	21,3	10×28×35	4,0	24,4
8×46×50	9	44,6	6×26×32	6,0	23,4	10×32×40	5,0	28,0
8×52×58	10	49,7	6×28×34	7,0	25,9	10×36×45	5,0	31,3
8×56×62	10	53,6	8×32×38	6,0	29,4	10×42×52	6,0	36,9
8×62×68	12	59,8	8×36×42	7,0	33,5	10×46×56	7,0	40,9
10×72×78	12	69,6	8×42×48	8,0	39,5	16×52×60	5,0	47,0
10×82×88	12	79,3	8×46×54	9,0	42,7	16×56×65	5,0	50,6
10×92×98	14	89,4	8×52×60	10,0	48,7	16×62×72	6,0	56,1
10×102×108	16	99,9	8×56×65	10,0	52,2	16×72×82	7,0	65,9
10×112×120	18	108,8	8×62×72	12,0	57,8	20×82×92	6,0	75,6
			10×72×82	12,0	67,4	20×92×102	7,0	85,5
			10×82×92	12,0	77,1	20×102×115	8,0	94,0
			10×92×102	14,0	87,3	20×112×125	9,0	104,0
			10×102×112	16,0	97,7			
			10×112×125	18,0	106,3			

Одним из основных показателей точности шлицевых соединений является концентричность (центрирование) сопрягаемых деталей, обеспечиваемая соосностью центрирующих поверхностей валов и отверстий. Установлено три вида центрирования: по поверхности внутреннего диаметра “ $d$ ”, по поверхности наружного диаметра “ $D$ ” и по боковым поверхностям шлицев “ $b$ ” (рис.7.2).

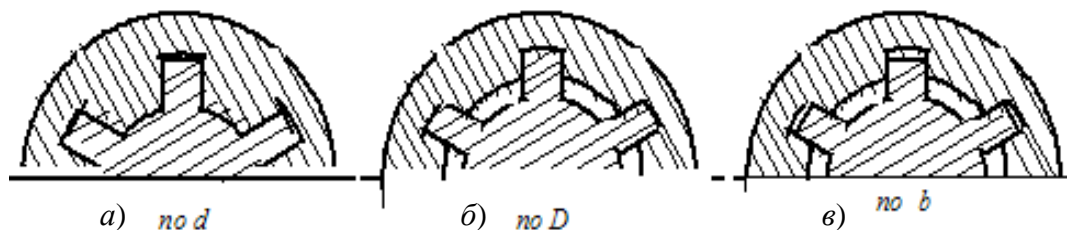


Рис. 7.2. Способы центрирования шлицевых соединений

Выбор вида центрирования зависит от эксплуатационных требований и технологии изготовления деталей, а именно:

а) центрирование по “D” применяется в случае, если втулка остается незакаленной и, таким образом, допускает протягивание ее и калибрование. Этот способ является простым в изготовлении и экономичным.

б) центрирование по “d” применяется в случае высокой твердости термически обработанных деталей и, когда требуется высокая точность соосности.

в) центрирование по “b” применяют при передаче знакопеременных нагрузок, когда требуются минимальные зазоры между зубьями и впадинами. В этом случае точность центрирования пониженная.

Отклонения размеров элементов профиля шлицевого соединения отсчитываются от номинальных размеров d, D и b. Общие положения, допуски и основные отклонения размеров шлицевых деталей аналогичны гладким цилиндрическим соединениям. Посадки назначаются на центрирующие диаметры и на боковые поверхности впадин втулки и зубьев вала, т.е. по “d” и “b” или “D” и “b” или только по “b”.

Посадки по центрирующим диаметрам и по боковым поверхностям зубьев выбирают по соответствующим таблицам ГОСТ 1139-80 в зависимости от характера работы шлицевого соединения и вида центрирования.

Допустимые сочетания полей допусков размеров шлицевого соединения при разных способах центрирования указаны в табл.

Таблица. Рекомендуемые посадки для центрирующих размеров

Способ центрирования	Центрирующие размеры	Посадки
По ширине зубьев «b»	b	$\frac{H7}{f7}$ ; $\left(\frac{F8}{d9}\right)$ ; $\frac{F8}{e8}$ ; $\frac{F8}{f8}$ ; $\frac{F8}{e9}$ ; $\frac{F8}{h9}$ ; $\frac{F8}{j_s7}$ ; $\left(\frac{D9}{d9}\right)$ ; $\frac{D9}{e8}$ ; $\frac{D9}{f8}$ ; $\frac{D9}{e9}$ ; $\frac{D9}{h9}$ ; $\frac{D9}{j_s7}$ ; $\frac{D9}{k7}$ ; $\frac{F10}{d9}$ ; $\frac{F10}{e8}$ ; $\frac{F10}{f8}$ ; $\frac{F10}{e9}$ ; $\frac{F10}{h9}$ ; $\frac{F10}{k7}$
По наружному диаметру «D»	D	$\frac{H7}{f7}$ ; $\frac{H7}{g6}$ ; $\frac{H7}{h7}$ ; $\frac{H7}{j_s6}$ ; $\frac{H7}{n6}$ ; $\frac{H8}{e8}$
	b	$\left(\frac{F8}{d9}\right)$ ; $\frac{F8}{e8}$ ; $\frac{F8}{f7}$ ; $\frac{F8}{f8}$ ; $\frac{F8}{h8}$ ; $\frac{F8}{h9}$ ; $\frac{F8}{j_s7}$ ; $\left(\frac{D9}{d9}\right)$ ; $\frac{D9}{e8}$ ; $\frac{D9}{f7}$ ; $\frac{D9}{h8}$ ; $\frac{D9}{h9}$ ; $\frac{D9}{j_s7}$
По	d	

внутреннему диаметру «d»		$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}; \frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{j_s7}; \frac{H7}{n6};$ $\frac{H8}{e8}$
	<i>b</i>	$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h7}; \frac{F8}{j_s7}; \frac{F8}{k7};$ $\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{j_s7};$ $\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{k7};$ $\frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{h7}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9};$ $\frac{F10}{j_s7}; \frac{F10}{k7};$

Поля допусков нецентрирующих диаметров по ГОСТ 1139-80 должны соответствовать указанным в таблице.

По центрирующему диаметру *d* или *D* для подвижного соединения рекомендуется одна из посадок с зазором, например H7/f7, а для неподвижного соединения, как правило, переходная посадка, например, H7/js6. По размеру *b* при любом виде центрирования рекомендуется посадка с зазором, например, D9/e8 – для подвижных и F8/js7 – для неподвижных соединений. На нецентрирующий диаметр *D* при центрировании по *d* или *b* установлена посадка H12/a11, на нецентрирующий диаметр *d* при центрировании по *D* или *b* установлено поле допуска на втулку H11.

Таблица. Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска вала	Поле допуска втулки
<i>d</i>	по <i>D</i> или <i>b</i>	не менее <i>d</i> <sub>1</sub>	H11
<i>D</i>	по <i>d</i> или <i>b</i>	a11	H12

Таблица. Рекомендуемые посадки шлицевых соединений в зависимости от характера работы

		Характер работы соединения	Посадки по размерам		
			$d$	$D$	$e$
Рекомендуемый способ центрирования	$d$	Соединение подвижное, скользящий характер соединения, повышенная точность центрирования	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g7}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{h9}; \frac{F10}{f9}$
	$D$	Соединение неподвижное, большая ударная нагрузка, редкая разборка	$\frac{H11}{не\ менее\ d_1}$	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{F8}{j_s7}$
		Соединение не подвижное, нагрузка умеренная частая разборка	$\frac{H11}{не\ менее\ d_1}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{F8}{f8}$
	$e$	Знакопеременная (реверсивная) нагрузка, большие крутящие моменты	$\frac{H11}{не\ менее\ d_1}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{j_s7}; \frac{F10}{f8}$

Примечание:

- в рекомендациях использованы только посадки преимущественного применения;

- сочетание посадок по размерам  $D$  и  $e$ ,  $d$  и  $e$  стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором)

Обозначение шлицевых соединения, валов и втулок показаны на рис. 7.3 и должны содержать:

- букву, обозначающую поверхность центрирования;  
 - число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$  соединения вала и втулки;

- обозначение полей допусков или посадок диаметров, а также размера  $b$ , помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Примеры условного обозначения шлицевого соединения и деталей:

а) при центрировании по  $d$

- на сборочном чертеже  $d - 8 \times 36 H7/e8 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/f8$

- на чертеже втулки  $d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9$

- на чертеже вала  $d - 8 \times 36 e8 \times 40 a11 \times 7 f8$

б) при центрировании по  $D$   $D - 8 \times 36 \times 40 H8/h7 \times 7 F10/h9$

в) при центрировании по  $b$   $b - 8 \times 36 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/f8$

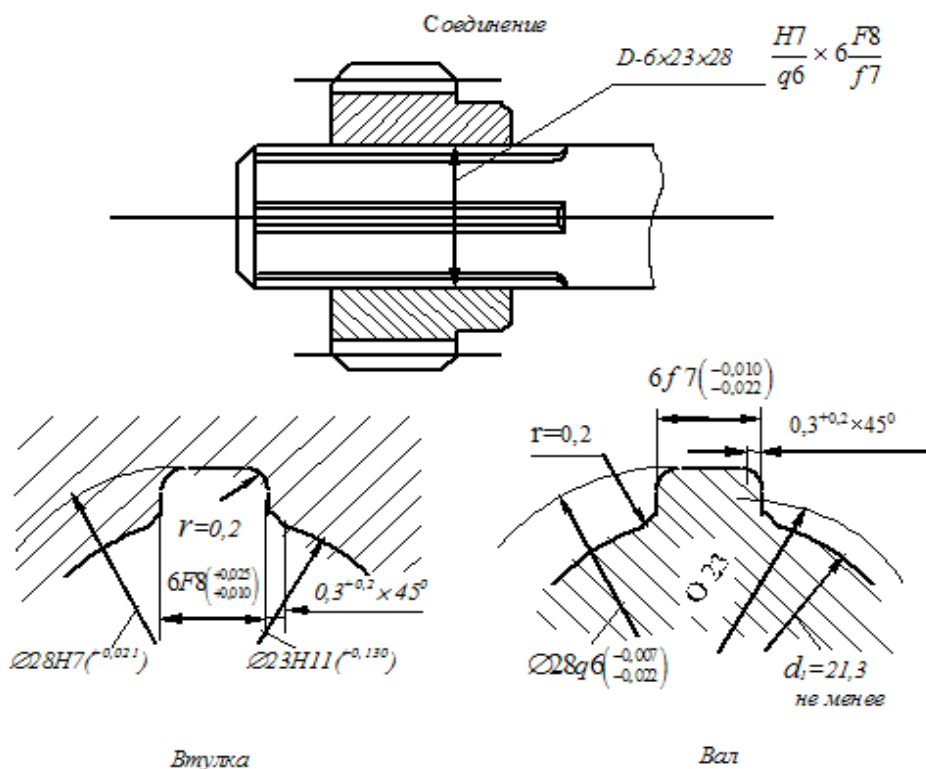


Рис. 7.3. Примеры обозначения шлицевых соединений на чертежах

### Примеры решения задач.

Задача 1. Выбрать посадки шлицевого соединения для неподвижного сопряжения зубчатого колеса с валом.

Решение. Необходимо обеспечить хорошую степень соосности зубчатого колеса и вала, поэтому применим центрирование по одному из диаметров. Зубчатое колесо изготовлено из стали и подвергалось термообработке. Поэтому центрирование по наружному диаметру шлиц осуществить невозможно технологически и назначаем центрирование по внутреннему диаметру шлиц. Устанавливаем серию шлицевого соединения – среднюю, согласно которой параметры шлицевого соединения: 10x92x102. Ширина шлица  $b=14$  мм.

Для выбранного способа центрирования стандартные посадки:

- на внутренний диаметр –  $\frac{H7}{g6}$ ;
- на наружный диаметр –  $\frac{H12}{a11}$ , как на нецентрирующий;
- на ширину шлиц –  $\frac{H8}{h7}$ .

Все эти посадки являются посадками с зазором. Строим схемы расположения полей допусков и определяем основные характеристики каждой посадки.

Посадка по внутреннему диаметру  $\varnothing 92 \frac{H7}{g6}$ .

Для отверстия  $\varnothing 92 H7 ES=+35$  мкм,  $EI=0$ ;

для вала  $\varnothing 92$  g6 es=-12 мкм, ei=-34 мкм.

Обозначение посадки  $\varnothing 92 \frac{H7}{g6} \begin{pmatrix} +0,035 \\ -0,012 \\ -0,034 \end{pmatrix}$ .

Строим схему посадки с зазором (рис.).

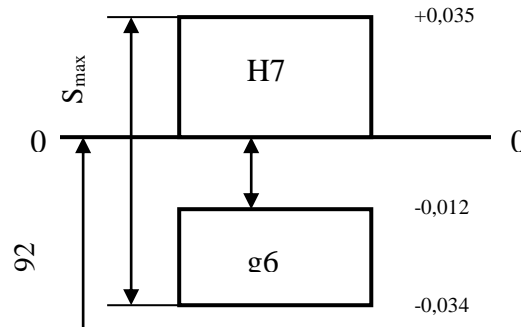


Рис. Схема посадки с зазором по внутреннему диаметру шлицевого соединения

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 92 + 0,035 = 92,035 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 92 + 0 = 92 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 92 + (-0,012) = 91,988 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 92 + (-0,034) = 91,966 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 92,035 - 92 = 0,035 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 91,988 - 91,966 = 0,022 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 92,035 - 91,966 = 0,069 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 92 - 91,988 = 0,012 \text{ (мм)};$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,069 - 0,012 = 0,057 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ (мм)}.$$

Посадка по наружному диаметру  $\varnothing 102 \frac{H12}{a11}$ .

Для отверстия  $\varnothing 102$  H7 ES=+350 мкм, EI=0;

для вала  $\varnothing 102$  a11 es=-410 мкм, ei=-630 мкм.



Обозначение посадки  $\varnothing 102 \frac{H12}{a11} \begin{pmatrix} +0,350 \\ -0,410 \\ -0,630 \end{pmatrix}$ .

Строим схему посадки с зазором (рис.).

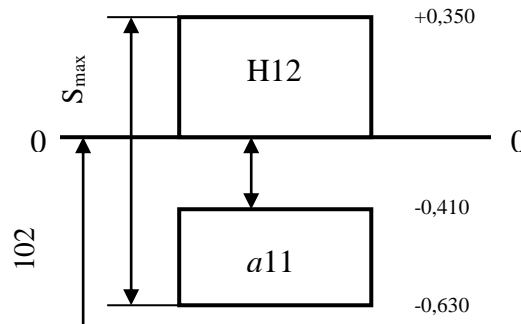


Рис. Схема посадки с зазором по наружному диаметру шлицевого соединения

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 102 + 0,350 = 102,35 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 102 + 0 = 102 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 102 + (-0,410) = 101,590 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 102 + (-0,630) = 101,370 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 102,35 - 102 = 0,35 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 101,590 - 101,370 = 0,220 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 102,350 - 101,370 = 0,980 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 102 - 101,590 = 0,410 \text{ (мм)};$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,980 - 0,410 = 0,570 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,350 + 0,220 = 0,570 \text{ (мм)}.$$

Посадка с зазором по ширине шлиц  $\varnothing 14 \frac{H8}{h7}$ .

Для отверстия  $\varnothing 14 H8$   $ES = +27$  мкм,  $EI = 0$ ;

для вала  $\varnothing 14 h7$   $es = 0$  мкм,  $ei = -18$  мкм.

Обозначение посадки  $\varnothing 14 \frac{H8}{h7} \begin{pmatrix} +0,027 \\ -0,018 \end{pmatrix}$ .

Строим схему посадки с зазором (рис.).

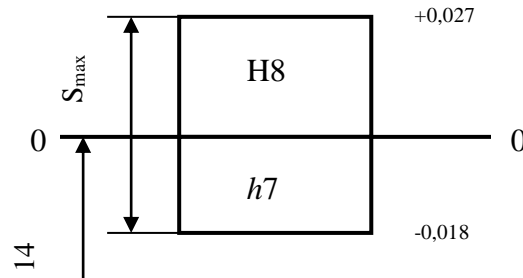


Рис. Схема посадки с зазором по ширине шлиц

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0,027 = 15,027 \text{ (мм);}$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 14 + 0 = 14 \text{ (мм).}$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 \text{ (мм);}$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 + (-0,018) = 13,982 \text{ (мм).}$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 14,027 - 14 = 0,027 \text{ (мм);}$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 14 - 13,982 = 0,018 \text{ (мм).}$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 14,027 - 13,982 = 0,045 \text{ (мм);}$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 14 - 14 = 0;$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,045 - 0 = 0,045 \text{ (мм);}$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,027 + 0,018 = 0,045 \text{ (мм).}$$

### Задачи для самостоятельного решения.

Задача 1. Расшифруйте условные обозначения для прямобоочных шлицевых соединений и входящих в них деталей, указанных в табл.

Таблица. Условные обозначения шлицевых соединений

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$d-6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \times 6 \frac{D9}{h9}$	6	$d-16 \times 62 \frac{H7}{n6} \times 72 \times 6 \frac{F8}{k7}$
2	$D-10 \times 72 \times 78 H7 \times 12 F8$	7	$d-20 \times 92 \frac{H8}{e8} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F10}{js7}$
3	$d-6 \times 21 g6 \times 25 \times 5 h9$	8	$b-8 \times 62 \times 68 \times 12 \frac{D9}{e8}$
4	$D-8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{js6} \times 8 \frac{F8}{js7}$	9	$D-10 \times 16 \times 20 \frac{H8}{e8} \times 2,5 \frac{F8}{h9}$
5	$b-10 \times 28 \times 35 \times 4 e9$	10	$d-8 \times 46 h7 \times 50 \times 9 D9$

Задача 2. По данным задачи 1 определите предельные отклонения и допуски центрирующих элементов шлицевого вала и втулки.

Задача 3. По данным задачи 1 определите предельные отклонения и допуски нецентрирующих элементов шлицевого вала и втулки.

Задача 4. Определите величины зазоров (натягов) по центрирующим элементам в шлицевых соединениях, условные обозначения которых приведены в табл.

Таблица. Условные обозначения шлицевых соединений

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$D-6 \times 28 \times 32 \frac{H7}{js6} \times 7 \frac{D9}{f7}$	6	$D-16 \times 52 \times 60 \frac{H7}{n6} \times 5 \frac{F8}{h8}$
2	$d-10 \times 72 \frac{H7}{n6} \times 82 \times \frac{F10}{h9}$	7	$D-20 \times 82 \times 92 \frac{H7}{jh7} \times 6 \frac{F8}{d9}$
3	$d-6 \times 26 \frac{H7}{g6} \times 30 \times 6 \frac{H8}{k8}$	8	$d-8 \times 56 \frac{H7}{js7} \times 65 \times 10 \frac{F8}{f7}$
4	$D-8 \times 46 \times 54 \frac{H7}{e8} \times 9 \frac{D9}{d9}$	9	$d-10 \times 102 \frac{H7}{js6} \times 108 \times 16 \frac{D9}{k7}$
5	$d-10 \times 32 \frac{H7}{h7} \times 40 \times 5 \frac{H8}{js7}$	10	$b-8 \times 46 \times 54 \times 9 \frac{F8}{js7}$

Задача 5. Определите величину предельных зазоров по боковым сторонам зубьев шлицевого соединения, обозначения которого приведены в табл..

Таблица. Условные обозначения шлицевого соединения

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$b-8 \times 46 \times 50 \times 9 \frac{F10}{f8}$	6	$d-16 \times 52 \frac{H7}{g6} \times 60 \times 5 \frac{D9}{k7}$
2	$d-10 \times 112 \frac{H8}{e8} \times 120 \times 18 \frac{F8}{h7}$	7	$b-20 \times 82 \times 92 \times 6 \frac{F8}{d9}$
3	$b-6 \times 28 \times 32 \times 7 \frac{D9}{js7}$	8	$D-8 \times 56 \times 65 \frac{H7}{g6} \times 10 \frac{F8}{e8}$

4	$d-8 \times 42 \frac{H7}{h7} \times 46 \times 8 \frac{H8}{js7}$	9	$b-10 \times 18 \times 23 \times 3 \frac{D9}{k7}$
5	$b-10 \times 112 \times 125 \times 18 \frac{F8}{e8}$	10	$D-10 \times 36 \times 45 \frac{H7}{f7} \times 5 \frac{D9}{js7}$

Задача 6. Определите годность элементов шлицевых соединений по данным, приведенным в табл..

Таблица. Результаты измерений параметров шлицевых соединений

Вариант		1		2		3	
Обозначение		$d-8 \times 52 \frac{H7}{g6} \times 58 \times 10 \frac{H8}{h7}$		$b-6 \times 11 \times 14 \times 3 \frac{F8}{e8}$		$D-10 \times 72 \times 78 \frac{H7}{h7} \times 12 \frac{F8}{js7}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	52,025	51,970	11,110	10	72,2	69,5
	D	58,2	57,5	14,15	13,6	78,028	77,06
	b	10,020	9,990	3,010	3,004	12,03	12,1
Вариант		4		5		6	
Обозначение		$d-6 \times 28 \frac{H7}{h7} \times 32 \times 7 \frac{H8}{h8}$		$b-10 \times 92 \times 98 \times 14 \frac{F8}{js7}$		$D-8 \times 62 \times 72 \frac{H7}{f7} \times 12 \frac{F8}{e8}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	28,022	27,075	92,21	89,5	62,11	58,2
	D	32,250	31,535	98,34	97,4	72,02	71,98
	b	7,010	6,995	13,915	13,99	11,998	11,989
Вариант		7		8		9	
Обозначение		$d-10 \times 46 \frac{H7}{n6} \times 56 \times 7 \frac{F8}{k7}$		$b-6 \times 18 \times 22 \times 5 \frac{D9}{e8}$		$D-8 \times 46 \times 54 \frac{H7}{g6} \times 9 \frac{D9}{e9}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	46,005	45,98	18,100	16,6	46,15	42,9
	D	56,2	55,65	22,12	21,75	54,02	53,97
	b	7,005	6,985	5,002	4,99	9,010	8,950

## Занятие 8. Размерные цепи

### 8.1 Основные положения

В машинах и механизмах поверхности деталей должны занимать друг относительно друга определенное положение, обусловленное их назначением. Такие требования обеспечиваются расчетами размерных цепей. Они осуществляются на различных стадиях проектирования конструкции, ее изготовления и измерений, а именно:

при проектировании кинематических схем – для определения числового значения первичных ошибок и увязки размеров схемы;

при разработке рабочих чертежей – для простановки размеров и допусков на них;

при проектировании технологических процессов – для определения технологических размеров и припусков;

при измерениях – для выбора измерительных баз.

Расчет размерных цепей является одним из способов повышения качества изделий, обеспечения надежности и долговечности их работы, а также собираемости взаимозаменяемых деталей и узлов с наименьшими затратами.

Размерная цепь – это совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. В зависимости от этапа и целей применения расчета размерных цепей различают конструкторские, технологические и измерительные размерные цепи. Размерная цепь, размеры которой определяют взаимное положение поверхностей или осей одной детали, называется подетальной и представлена на рис. 8.1, а. Для нескольких деталей, образующих сборочную единицу, составляется сборочная размерная цепь, которая представлена на рис. 8.1, б.

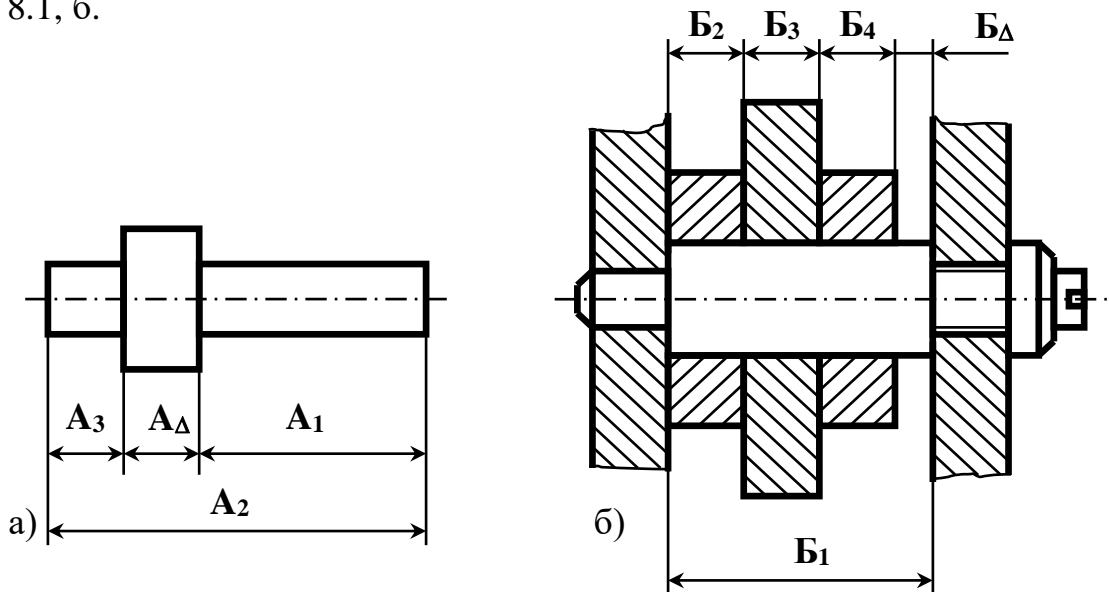


Рис. 8.1. Размерные цепи: а) подетальная; б) сборочная.

Размеры, образующие размерную цепь, называются звеньями размерной цепи. Величина монтажного зазора или сборочного натяга, несовпадение поверхностей или осей в сборочной размерной цепи рассматриваются как

отдельное звено, обычно служащее исходным при расчете, хотя номинальный размер этого звена, как правило, равен нулю.

В зависимости от вида размеров различают линейные и угловые размерные цепи, звеньями которых являются соответственно линейные и угловые размеры. Линейная цепь обозначается прописной буквой русского алфавита (кроме букв К, М, О, З и Т), а угловая – строчной буквой греческого алфавита (кроме букв  $\alpha$ ,  $\delta$ ,  $\xi$ ,  $\lambda$  и  $\omega$ ).

По взаимному расположению звеньев размерные цепи делятся на плоские и пространственные. Плоская размерная цепь – это размерная цепь, все звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях. При этом между собой звенья могут быть непараллельны. Размерная цепь с параллельными звеньями является частным случаем плоской размерной цепи. Пространственная размерная цепь – это размерная цепь, звенья которой непараллельны и расположены в непараллельных плоскостях, то есть в пространстве под различными углами.

Размерная цепь состоит из замыкающего и составляющих звеньев. Замыкающее звено – это звено размерной цепи, которое получается последним в процессе изготовления детали или сборки сборочной единицы. Размер и точность замыкающего звена зависят от размеров и точности составляющих звеньев. Часто замыкающее звено является исходным на стадии постановки задачи расчета размерной цепи, если расчет ведется с целью обеспечения точности и предельных размеров этого звена. На рабочем чертеже детали замыкающее звено не проставляют. Замыкающее звено обозначают буквой размерной цепи с индексом  $\Delta$  или  $\Sigma$  ( $A_\Delta$ ,  $A_\Sigma$ ).

Составляющее звено – это звено, функционально связанное с замыкающим звеном. Составляющие звенья обозначаются буквой размерной цепи с индексом, соответствующим порядковому номеру звена, например,  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  и т. д., начиная от звена, соседнего с замыкающим. Составляющие звенья размерной цепи подразделяются на увеличивающие и уменьшающие в зависимости от характера влияния их на замыкающее звено. Увеличивающее звено – это звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее звено. Такие звенья размерной цепи обозначают стрелкой, направленной вправо, установленной над буквой, обозначающей звено, например,  $\vec{A}_j$ . Уменьшающее звено – это звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее звено. Эти звенья обозначаются со стрелкой над буквой соответствующего звена, направленной влево  $\bar{A}_j$ . Размерную цепь можно условно изображать графически в виде схемы без изображения самих деталей, как показано на рис. 8.2 для размерных цепей А и Б.

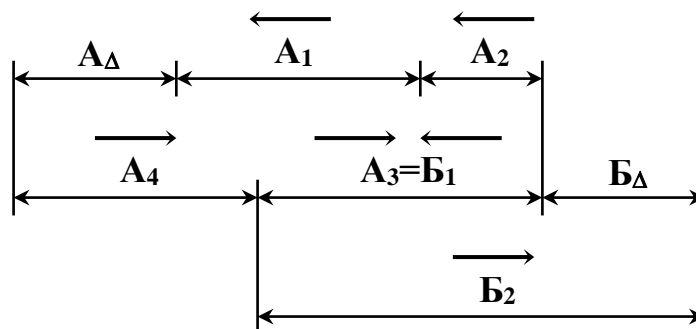


Рис. 8.2. Схемы размерных цепей

Степень влияния отклонения составляющего звена на отклонение замыкающего звена определяется передаточным отношением  $\xi$ . Для размерных цепей с параллельными звеньями передаточные отношения равны:  $\xi_i = +1$  для увеличивающих и  $\xi_i = -1$  для уменьшающих составляющих звеньев. Поэтому в расчетах таких цепей, увеличивающие составляющие звенья берутся со знаком "плюс", а уменьшающие составляющие звенья – со знаком "минус".

Составляющее звено размерной цепи, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена, называется **компенсирующим**. На схеме размерной цепи оно обозначается буквой звена, заключенной в прямоугольник

Составляющее звено,  $B_i$  одновременно принадлежащее нескольким размерным цепям, называется общим. Обозначение этого звена формируется из обозначений звеньев размерных цепей, в которые входит данное звено, со знаком равенства между ними, например,  $\bar{A}_3 = \bar{B}_1$ , как показано на рис.8.2.

## 8.2 Расчеты допусков размеров, входящих в размерные цепи

В практике решения размерных цепей наибольшее распространение имеют размерные цепи с параллельными звеньями. Методы расчета плоских размерных цепей стандартизованы ГОСТ 16320-80.

При расчете размерных цепей решается прямая или обратная задачи. При решении прямой задачи (проектном расчете) определяются допуски и предельные отклонения составляющих звеньев по заданным эксплуатационным значениям предельных размеров или предельных отклонений исходного (замыкающего звена). При решении обратной задачи (проверочном расчете) устанавливают номинальный размер и интервал возможных значений замыкающего звена по установленным на чертеже номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

На первом этапе расчета составляется схема размерной цепи посредством переноса размеров без соблюдения масштаба с чертежа на схему с учетом последовательности их простановки и технологии выполнения. При этом следует придерживаться следующих правил:

а) размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, то есть быть наикратчайшей;

б) каждая деталь может участвовать в размерной цепи только одним своим размером без учета предполагаемых удобств ее выполнения или измерения;

в) нельзя включать в размерную цепь два размера одной и той же детали;

г) любое составляющее звено сборочной размерной цепи можно перенести на чертеж детали как отдельный самостоятельный ее размер;

д) стандартные и покупные изделия (например, подшипники качения) учитываются в размерной цепи только одним своим конечным монтажным размером, независимо от количества входящих в него деталей. По схеме определяются увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья размерной цепи.

При необходимости определяются неизвестные номинальные размеры, входящие в размерную цепь из условия, что номинальный размер замыкающего звена равен разности между суммами номинальных размеров увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев. Решая уравнение номинальных размеров относительно замыкающего звена, получим основное уравнение размерной цепи:

$$A_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \bar{A}_j, \quad (1)$$

где  $m$  – число звеньев увеличивающих;

$n$  – число звеньев уменьшающих.

Выбирается метод решения. Расчет размерных цепей может производиться методом минимума-максимума (метод полной взаимозаменяемости), вероятностным методом (метод неполной взаимозаменяемости), методами пригонки, регулирования или селективной сборки. Особенности методов расчета размерных цепей (РЦ) приведены в табл. 1.

Таблица 1. Особенности методов расчета размерных цепей

Методы расчета РЦ	Взаимозаменяемость	Допуски на составляющие звенья	Число составляющих звеньев	Тип производства	Недостатки	Преимущества
Максимум-минимум	Полная	Небольшие	3 – 4	Крупносерийное	Малые допуски	Сборка без доработки
Теоретико-вероятностный	Неполная	Широкие	Любое	Крупносерийное	Вероятен брак	Широкие допуски
Пригонки	Неполная	Широкие	Любое	Единичное, мелкосерийное	Дополнительные измерения и технологические операции	Экономически целесообразные допуски, высокая точность
Регулирование	Неполная	Широкие	Любое	Единичное, мелко-		



				серийное		замыкаю-
Селектив-	Непол-	Широкие	3 – 4	Крупно-	Контроль,	щего звена
ной сборки	ная			серийное	сортиров-	
					ка, незавер-	
					шенная	
					продукция	

Полная взаимозаменяемость обеспечивается расчетом размерных цепей на максимум-минимум, исходя из предположений, что в процессе изготовления и сборки деталей должны быть детали только предельно допустимых размеров в самом неблагоприятном их сочетании для точности изготовления или сборки, то есть все увеличивающие звенья будут иметь наибольшие предельные размеры, а уменьшающие – наименьшие, или наоборот.

Размерные цепи, в которых по условиям производства экономически целесообразно назначать более широкие допуски на составляющие звенья, должны рассчитываться вероятностным методом. Однако, при использовании этого метода расчета в технических условиях должен указываться процент изделий, у которых возможен выход размера замыкающего звена за пределы поля допуска, и предусматриваться дополнительные технологические мероприятия, исключающие возможность поставки потребителям несоответствующих требованиям изделий.

При решении прямой задачи РЦ рассчитывается допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta\max} - A_{\Delta\min}, \quad (2)$$

где  $A_{\Delta\min}$  и  $A_{\Delta\max}$  – предельные размеры замыкающего звена определяются, исходя из функционального назначения этого звена.

На следующем этапе расчета допуск замыкающего звена распределяется между составляющими звеньями одним из способов. Способ попыток предполагает, что допуски на составляющие звенья назначаются на основании опыта изготовления и эксплуатации аналогичных конструкций.

При способе равных допусков на все составляющие звенья предварительно назначается одинаковая средняя величина допуска  $T_{cp}$ :

$$TA_1 = TA_2 = \dots = T_{cp} A_j = \frac{TA_{\Delta}}{m+n}. \quad (3)$$

Этот способ может применяться, если номинальные размеры составляющих звеньев относятся к одному или соседним интервалам.

Способ одного квалитета следует применять при различных размерах составляющих звеньев. При этом способе допуски составляющих звеньев зависят от их номинальных размеров:  $TA_j = IT = ai$  (4)

где  $i$  – единица допуска, зависящая от номинального размера, мкм (табл. 2);

$a$  – число единиц допуска в допуске по квалитету (табл. 3)

Таблица 2. Значения  $i$  для интервалов размеров

Интервалы размеров, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
$i$ , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица 3 Количество единиц допуска "а" для допусков квалитетов

Значение квалитета	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17
Число единиц допуска "а"	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Когда в размерную цепь входят звенья, допуски на которые уже назначены, например, допуски комплектующих изделий, то эти допуски должны вычитаться из допуска замыкающего звена. После этого между другими составляющими звеньями распределяется оставшаяся часть допуска исходного звена. Формулы, применяемые при распределении допуска замыкающего звена между составляющими звеньями размерной цепи, приведены в табл. 4.

Таблица 4. Порядок распределения допуска замыкающего звена

Этап расчета				Методы расчета размерных цепей	
				максимума-минимума	теоретико-вероятностный
Метод распределения допуска	Равных допусков	Величина допуска	При наличии $k$ заданных допусков	$T_{A_j} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^k TA_j}{m+n-k}$	$TA_j = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^k (\lambda_j^2 TA_j^2)}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-k} \lambda_j^2}}$
			При отсутствии заданных допусков	$T_{A_j} = \frac{TA_{\Delta}}{m+n}$	$TA_j = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2}}$
	Одного квалитета	Количество единиц допуска	При наличии $k$ заданных допусков	$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^k TA_j}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j - \sum_{j=1}^k i_j}$	$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^k (\lambda_j^2 TA_j^2)}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-k} (\lambda_j^2 i_j^2)}}$
			При отсутствии заданных допусков	$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j}$	$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 i_j^2)}}$

		Допуск	$TA_j = IT = ai_j$
	Проверка правильности распределения допусков	$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j$	$TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 \cdot (TA_j)^2}$

Неполная взаимозаменяемость обуславливается расчетом размерных цепей вероятностным методом, учитывающим рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи. При этом возможен выход действительного размера замыкающего звена за границы поля допуска, вероятность которого Р при расчете учитывается и выражается коэффициентом риска  $t_{\Delta}$ . Значения коэффициента  $t_{\Sigma}$  выбираются из табл. 5.

Таблица 5. Значения коэффициента  $t_{\Delta}$  в зависимости от принятого процента риска Р

Риск Р, %	32	10	4,5	2	1	0,27	0,1	0,5	0,01
Коэффициент $t_{\Delta}$	1,00	1,65	2,00	2,32	2,57	3,00	3,29	3,48	3,89

Закон рассеяния размеров учитывается в расчетах коэффициентом относительного рассеивания размеров  $\lambda_j$ , значение которого можно оценить в зависимости от вида производства:

- для мелкосерийного или единичного производства  $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$ ;
- для крупносерийного или массового производства  $\lambda_j = \frac{1}{3}$ .

Вычислив  $a_{cp}$ , по полученному числу единиц допуска устанавливают квалитет. На все составляющие звенья по найденному квалитету и номинальным размерам звеньев по табл. 1.1 выбирают соответствующие допуски. Следует помнить, что допуск замыкающего звена складывается из допусков составляющих звеньев. Назначенные отклонения и допуски должны удовлетворять условию, что суммарный допуск составляющих звеньев не должен превышать допуск замыкающего звена. Если условие не соблюдается, то для согласования допусков замыкающего и составляющих звеньев одно звено размерной цепи выбирается в качестве увязочного (корректирующего), допуск для которого рассчитывается. Как правило, в результате расчета значение получается нестандартным, поэтому в качестве увязочного звена рекомендуют выбирать: открытый размер (высота уступа, глубина паза и т.п.), который проверяют специальным инструментом или универсальным прибором; технологически трудно выполнимый размер детали, который будет заменен при расчете поддетальной размерной цепи; размер, для проверки которого необходим специальный инструмент или измерительное приспособление.

На следующем этапе определяют предельные отклонения составляющих звеньев. При этом для сокращения расчетов используют

координаты середин полей допусков. Предельные отклонения назначают для размеров охватывающих поверхностей как для основного отверстия (H), то есть одним верхним отклонением ( $\Delta_B$ ) со знаком "плюс" и численно равным допуску соответствующего звена, а для размеров охватываемых – как для основного вала (h) одним нижним отклонением ( $\Delta_H$ ) со знаком "минус". На открытые, межосевые и остальные размеры отклонения назначаются симметрично относительно номинального размера  $\pm \frac{IT}{2}$ , то есть  $\Delta_B = -\Delta_H$ .

Координата середины поля допуска увязочного звена определяется из уравнения размерной цепи вида:

$$\sum_{j=1}^m \Delta_0 \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 \bar{A}_j = \Delta_0 A_\Delta, \quad (5)$$

где  $\Delta_0 A_\Delta$  – координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_0 A_\Delta = \frac{\Delta_B A_\Delta + \Delta_H A_\Delta}{2} \quad (6)$$

Предельные отклонения любого составляющего звена определяются как сумма или разность среднего отклонения и половины допуска этого звена:

$$\begin{aligned} \Delta_B A_j &= \Delta_0 A_j + \frac{TA_j}{2}; \\ \Delta_H A_j &= \Delta_0 A_j - \frac{TA_j}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

При решении обратной задачи определяют номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Этот расчет является проверочным. Определяются предельные отклонения замыкающего звена на основании известных допусков и предельных отклонений, определенных в результате проектного расчета. Формулы для расчета приведены в табл. 6.

Таблица 6. Формулы для проверочных расчетов размерной цепи

Объект проверки	Методы расчета размерных цепей	
	максимума-минимума	теоретико-вероятностный
верхнее предельное отклонение замыкающего звена	$\Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} TA_j$	$\Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot TA_j^2)}$
	$\Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_B \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H \bar{A}_j$	$\Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_B \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H \bar{A}_j$
нижнее предельное отклонение замыкающего звена	$\Delta_H A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} TA_j$	$\Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot TA_j^2)}$
	$\Delta_H A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_H \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B \bar{A}_j$	$\Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_H \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B \bar{A}_j$

При малом допуске на замыкающее звено и большом числе составляющих звеньев при расчете теоретико-вероятностным методом иногда невозможно распределить допуск замыкающего звена так, чтобы получить технологически приемлемую точность составляющих звеньев. Тогда переходят к решению размерной цепи методом регулирования, который также можно реализовать при любом объеме производства. Дополнительным преимуществом этого метода является возможность автоматизации компенсации износа деталей в процессе эксплуатации механизма. Согласно этому методу на составляющие звенья назначаются экономически целесообразные допуски – в пределах IT10 ÷ IT14. Одно из составляющих звеньев (обычно им является уплотнение, прокладка, втулка, шайба и т.п.) принимается в качестве компенсатора. На все другие составляющие звенья назначаются предельные отклонения в зависимости от вида размера (охватывающий, охватываемый, остальной) по выше рассмотренным правилам и определяются их предельные размеры. Рассчитываются предельные отклонения звена-компенсатора. При этом звено-компенсатор исключается в формулах из составляющих звеньев. Если компенсатор в размерной цепи является увеличивающим звеном:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_H A_j + \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_B A_j + \Delta_B K \end{cases} \quad (8)$$

Если компенсатор в размерной цепи является уменьшающим звеном:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_H A_j - \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_B A_j - \Delta_B K \end{cases} \quad (9)$$

Из соответствующей системы уравнений определяются  $\Delta_H K$  и  $\Delta_B K$  и находится диапазон регулирования:

$$V_K = \Delta_B K - \Delta_H K \quad (10)$$

Рассчитывается количество деталей-компенсаторов:

$$n = \frac{V_K}{TA_\Delta} + 1 \quad (11)$$

Определяется толщина сменных деталей-компенсаторов:

$$s = \frac{V_K}{n} \quad (12)$$

Полученное значение округляется по ряду нормальных линейных значений до ближайшего меньшего значения. Допуск на изготовление деталей-компенсаторов определяется, исходя из допуска замыкающего звена, по формуле:

$$TK = \frac{TA_{\Delta}}{n}. \quad (13)$$

### Примеры решения задач

1. Пример расчета размерной цепи методом полной взаимозаменяемости.

Рассчитать допуски и отклонения звеньев размерной цепи узла механизма, приведенного на рис.8.3, при условии  $B_1=5$  мм,  $B_2=55$  мм,  $B_3=5$  мм,  $B_4=45$  мм. Зазор между колесом и буртом подшипника скольжения должен быть в пределах от 0,1 мм до 0,45 мм, то есть  $B_{\Sigma} = 0^{+0,45}_{+0,10}$ ,  $TB_{\Sigma} = 0,35$  мм = 350 мкм.

#### Порядок решения

- 1) согласно эскизу изделия строим размерную цепь и определяем звенья увеличивающие, уменьшающие и оставшее звено.
- 2) в соответствии с номинальными размерами составляющих звеньев по табл. 2 определяем значения единиц допусков  $i$  для каждого составляющего звена:  
 $i_1 = i_3 = 0,73$  мкм,  $i_2 = 1,86$  мкм,  $i_4 = 1,56$  мкм.
- 3) определяем число единиц допуска (коэффициент точности) размерной цепи:

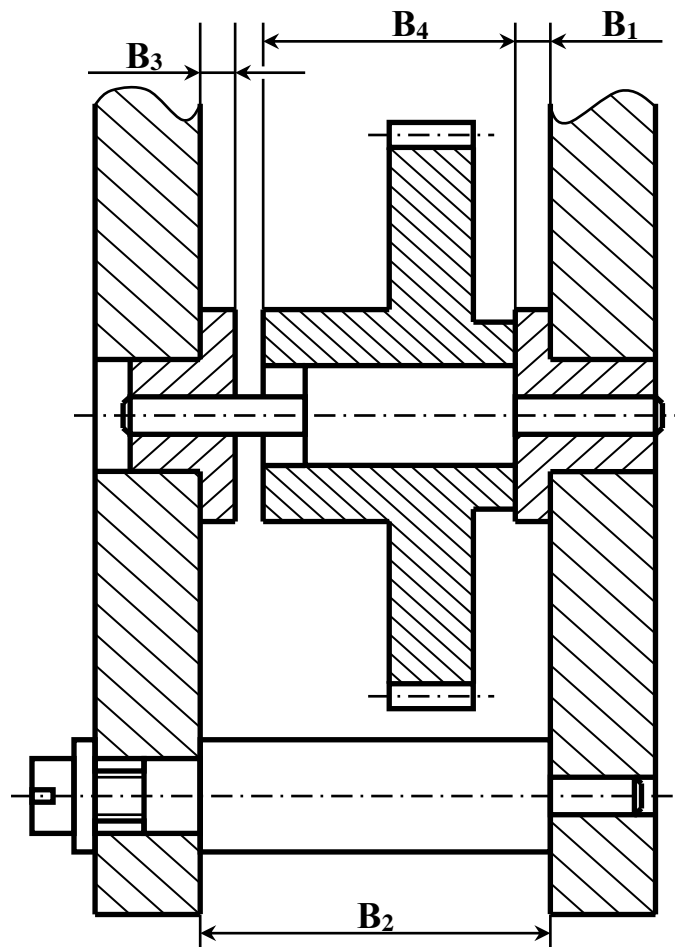


Рис. 8.3. Фрагмент эскиза механизма

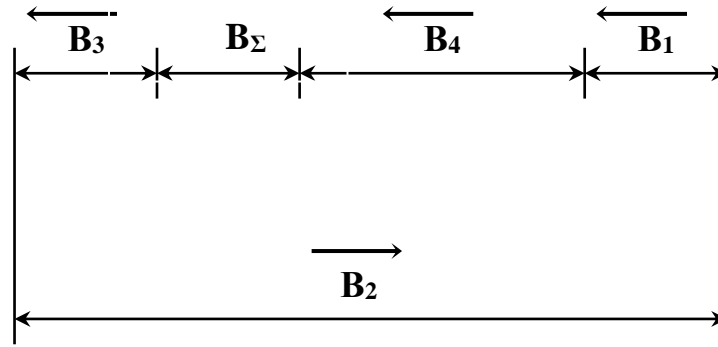


Рис. 8.4. Схема размерной цепи

$$a = \frac{TB_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j} = \frac{350}{0,73 + 1,86 + 0,73 + 1,56} = 70$$

Согласно табл. 8.3 для IT10  $a=64$ , для IT11  $a=100$ . Принимаем коэффициент точности размерной цепи  $a=64$ .

4) по коэффициенту точности  $a=64$  устанавливаем допуски на составляющие звенья по IT10. Для охватываемых размеров  $B_1, B_2, B_4$  отклонения определяем как для основного вала: при

$$TB_1=0,048 \text{ мм} \quad B_1=5_{-0,048} \text{ мм}$$

$$TB_3=0,048 \text{ мм} \quad B_3=5_{-0,048} \text{ мм}$$

$$TB_4=0,1 \text{ мм} \quad B_4=45_{-0,1} \text{ мм}$$

Звено  $B_2$  принимаем как увязывающее.

5) определяем предельные отклонения  $B_2$ . Согласно уравнениям размерной цепи относительно предельных отклонений:

$$\Delta_s \vec{B}_2 = \sum_{j=1}^n \Delta_i \vec{B}_j + \Delta_s B_{\Sigma}, \quad \Delta_i \vec{B}_2 = \sum_{j=1}^n \Delta_s \vec{B}_j + \Delta_i B_{\Sigma},$$

$$\Delta_s \vec{B}_2 = -0,48 - 0,48 - 0,1 + 0,45 = 0,254(\text{мм})$$

$$\Delta_i \vec{B}_2 = 0 + 0 + 0 + 0,1 = 0,1(\text{мм}).$$

$$\text{Тогда } B_2 = 55_{+0,10}^{\substack{+0,25 \\ +0,25}} \text{ мм}, \quad TB_2 = 0,15 \text{ мм}.$$

6) проверочный расчет размерной цепи.

Расчет проводится согласно формуле:  $\sum_{j=1}^{m+n} TB_j \leq TB_{\Sigma}$ .

$$TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 \leq TB_{\Sigma}$$

$$0,48 + 0,48 + 0,1 + 0,15 = 0,346 \text{ мм}$$

$$0,346 < 0,350$$

2. Пример расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом.

Монтажный зазор между базовыми торцевыми поверхностями должен обеспечивать осевую фиксацию вала, плавное вращение его в опорах качения или скольжения без рывков и заеданий, исключить возможность заклинивания при температурных деформациях деталей сборочной единицы (рис. 8.5). Для осевой фиксации вала функциональным является зазор  $A_{\Delta}$ ,

номинальная величина которого равна нулю. Вал должен быть смонтирован с осевым зазором, предельные значения которого рассчитываются из размерной цепи с учетом температурных деформаций.

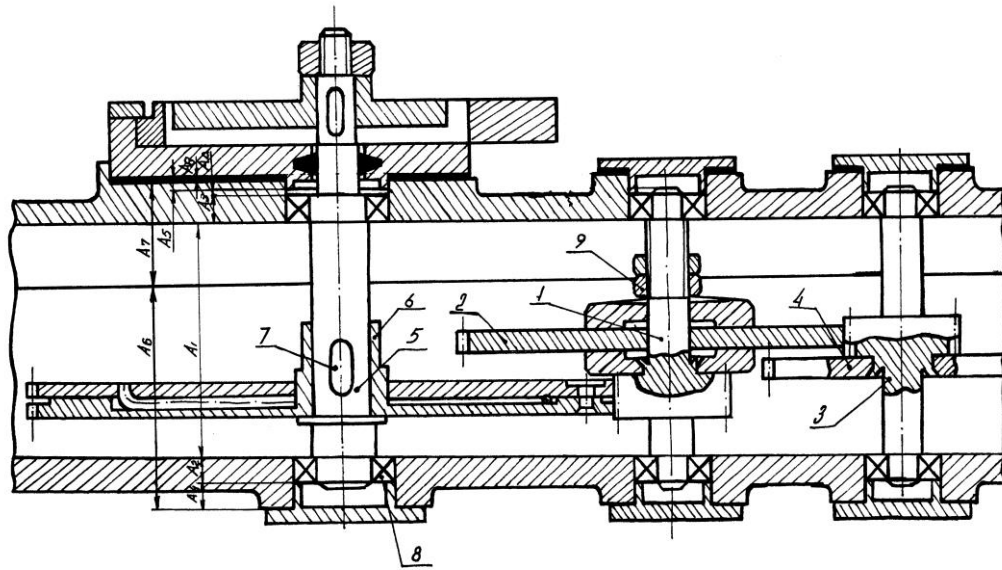


Рис. 8.5. Сборочная единица редуктора

#### Порядок расчета.

Составляют схему размерной цепи, представляющую собой замкнутый контур, образуемый размерами в той последовательности, что и на чертеже. Обозначаются составляющие  $A_1, A_2, \dots, A_j$  звенья и, получаемое последним при сборке, замыкающее звено  $A_\Delta$  (рис.8.6).

Определяют увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья по их влиянию на величину замыкающего звена. Увеличивающим (стрелка над обозначением звена направляется вправо) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено увеличивается. Уменьшающим (стрелка - влево) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено уменьшается.

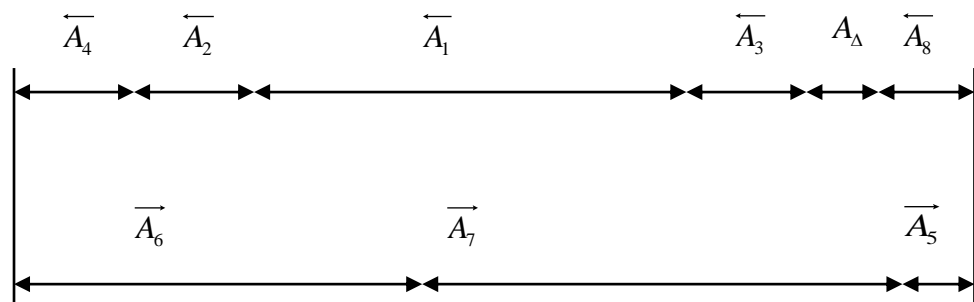


Рис. 8.6. Схема размерной цепи

Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

$$A_\Delta = A_5 + A_6 + A_7 - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_8$$

$$A_\Delta = 0; A_1 = 45 \text{ мм}; A_2 = 8 \text{ мм}; A_3 = 8 \text{ мм}; A_4 = A_4; A_5 = 5,5 \text{ мм}; A_6 = 45 \text{ мм};$$

$$A_7 = 24 \text{ мм}; A_8 = 1,5 \text{ мм};$$

$$A_4 = A_5 + A_6 + A_7 - A_1 - A_2 - A_3 - A_8 - A_\Delta = 5,5 + 45 + 24 - 45 - 8 - 8 - 1,5 = 12 \text{ (мм)}$$



Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Задано климатическое исполнение УЗ, что означает, что конструкция применяется в макроклиматических районах с умеренным климатом в закрытых помещениях с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, где колебания температуры и влажности воздуха существенно меньше, чем на открытом воздухе, например, в металлических с теплоизоляцией, каменных, бетонных, деревянных помещениях (отсутствие воздействия атмосферных осадков, прямого солнечного излучения; существенное уменьшение ветра; существенное уменьшение или отсутствие воздействия рассеянного солнечного излучения и конденсации влаги). Предельные рабочие температуры эксплуатации от -50 до +45 °С.

Определяем коэффициенты температурного расширения материалов деталей, входящих в размерную цепь (табл.7).

Таблица 7 – Коэффициенты линейного расширения материалов деталей

Деталь	Обозначение звена $A_j$	Материал	Коэффициент линейного расширения $\alpha_j \times 10^6 \text{ град}^{-1}$
Крышка подшипника	$A_4, A_8$	сталь углеродистая	11,4
Прокладка	$A_5$	гетинакс	20
Корпус	$A_6, A_7$	латунь	19
Подшипники качения	$A_2, A_3$	сталь хромистая	11,2
Вал	$A_1$	сталь углеродистая	11,4

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^n [A_j \alpha_j (t - 20^\circ \text{C})] - \sum_{j=1}^m [A_j \alpha_j (t - 20^\circ \text{C})] = ((A_1 + A_4 + A_8) \alpha_1 + (A_2 + A_3) \alpha_2 - (A_6 + A_7) \alpha_6 - A_5 \alpha_5) \times (t - 20),$$

где  $A_j$  - номинальное значение составляющего звена;

$\alpha_j$  - коэффициент температурного расширения (сжатия) материала для составляющего звена;

$t$  - предельное значение температуры эксплуатации;

$m$  - число увеличивающих звеньев размерной цепи;

$n$  - число уменьшающих звеньев размерной цепи.

$$A_{\Delta \min 1} = (45 - 20)((20 + 1,5 + 0,5) \times 11,4 + (6 + 6) \times 11,2) - (45 + 24) \times 19 - 5,5 \times 20 \times 10^{-6} = -25895 \times 10^{-6} \text{ (мм)}$$

$$A_{\Delta \min 2} = (-50 - 20)((45 + 12 + 1,5) \times 11,4 + (8 + 8) \times 11,2) - (23 + 9) \times 19 - 2 \times 20 \times 10^{-6} = 72506 \times 10^{-6} \text{ (мм)} = 0,073 \text{ (мм)} = 73 \text{ (мкм)}$$

За величину минимально необходимого монтажного зазора принимаем положительное значение, то есть значение, при котором возможно заклинивание механизма -  $A_{\Delta \min} = 73 \text{ мкм}$ .

Наибольшее значение монтажного зазора определяется в зависимости от величины пролета между опорами вала:

при пролете более 30 мм  $A_{\Delta \max} = 0,3 \text{ мм} = 300 \text{ мкм}$

Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 300 - 73 = 227 \text{ (мкм)}$$

Определяются допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников – по 120 мкм.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного качества (одной степени точности). При большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчёта размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^p (\lambda_j^2 T_j^2)}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-p} (\lambda_j^2 i_j^2)}}$$

где  $t$  – коэффициент риска, определяется в зависимости от принятого процента риска  $P=10\%$ ;

$\lambda_j$  – коэффициент относительного рассеяния размеров. Для мелкосерийного или индивидуального производства  $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$ , для крупносерийного или массового производства  $\lambda_j = \frac{1}{3}$ .

$i_j$  – единица допуска для каждого составляющего звена в зависимости от номинального размера, мкм;

$p$  – число звеньев, имеющих стандартные поля допусков (ширина колец подшипников качения).

Определяются единицы допуска (табл. 7.2) для каждого составляющего звена (кроме подшипников):

$i_1=1,56 \text{ мкм}$ ;  $i_4=1,08 \text{ мкм}$ ;  $i_5=0,73 \text{ мкм}$ ;  $i_6=1,56 \text{ мкм}$ ;  $i_7=1,31 \text{ мкм}$ ;  $i_8=0,55 \text{ мкм}$ .

Коэффициент риска  $t=1,65$ , коэффициент относительного рассеяния размеров  $\lambda_j = \frac{1}{3}$  для крупносерийного производства.

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{227^2 - 1,65^2 \left( \frac{1}{3}^2 120^2 \times 2 \right)}}{1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{2 \times 1,56^2 + 1,08^2 + 0,73^2 + 1,31^2 + 0,55^2}} = \frac{206,92}{1,61} = 128,5$$

По полученному значению  $a_{cp}$  устанавливается номер качества, количество единиц допуска, в котором близко к расчётному  $a_{cp}$  – 11-й качество (100 единиц допуска). В соответствии с полученным качеством выбираются допуски составляющих звеньев, в зависимости от их номинальных размеров:

$TA_1= TA_6=160 \text{ мкм}$ ;  $TA_4= 110 \text{ мкм}$ ;  $TA_5=75 \text{ мкм}$ ;  $TA_7=130 \text{ мкм}$ ;  $TA_8=60 \text{ мкм}$ .

Проверяется правильность назначения допусков:

$$TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot TA_j^2)} = 1,65 \times \left( \frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2} \right) =$$

$$= 189,1 \text{ (мкм)}$$

Полученное значение не превышает допуск замыкающего звена, следовательно, допуски на составляющие звенья назначены верно.

Определяются предельные отклонения составляющих звеньев. Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватывающие, охватываемые и остальные размеры. Для охватывающих и охватываемых размеров поля допусков направляются в материал, для остальных - располагаются симметрично.

Охватываемые размеры:  $A_1, A_6, A_7, A_8$ . Для них верхнее предельное отклонение равно 0, а нижнее предельное отклонение равно допуску со знаком «-»:

$$\Delta_{BA_1} = \Delta_{BA_6} = \Delta_{BA_7} = \Delta_{BA_8} = 0; \Delta_{HA_1} = \Delta_{HA_6} = -160 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{HA_7} = -130 \text{ мкм}; \Delta_{HA_8} = -60 \text{ мкм}.$$

Остальные размеры  $A_4, A_5$ , для которых верхнее отклонение равно нижнему по модулю и имеют противоположные знаки:

$$\Delta_{BA_4} = 55 \text{ мкм}, \Delta_{HA_4} = -55 \text{ мкм}.$$

Определим координату середины поля допуска звена  $A_5$ , чтобы обеспечить выполнение уравнения размерной цепи. Для остальных размеров координата середины поля допуска определяется из общего уравнения размерной цепи:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j,$$

где  $\Delta_c A_{\Delta}, \Delta_c A_j$  - соответственно координаты середины поля допуска замыкающего и составляющего звеньев, определяются по формулам:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \frac{\Delta_B A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta}}{2};$$

где  $\Delta_B A_{\Delta}, \Delta_H A_{\Delta}$  - соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена  $A_{\Delta}$ .

$$\Delta_c A_j = \frac{\Delta_B A_j + \Delta_H A_j}{2}.$$

Координаты средин полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_c A_1 = \Delta_c A_6 = -80 \text{ мкм}; \Delta_c A_2 = \Delta_c A_3 = -60 \text{ мкм}; \Delta_c A_4 = 0; \Delta_c A_7 = -65 \text{ мкм};$$

$$\Delta_c A_8 = -30 \text{ мкм}.$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \frac{300 + 73}{2} = 186,5 \text{ мкм}.$$

Составляем уравнение размерной цепи:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \Delta_c A_6 + \Delta_c A_7 + \Delta_c A_8 - \Delta_c A_1 - \Delta_c A_2 - \Delta_c A_3 - \Delta_c A_4 - \Delta_c A_5.$$

Из уравнения:  $186,5 = -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 - \Delta_c A_5$  определяем

$$\Delta_c A_5 = -186,5 - 80 - 65 - 30 + 80 + 60 + 60 - 0 = -161,5 \text{ (мкм)}$$

$$\Delta_{BA_5} = -161,5 + 55 = -106,5 \text{ мкм}, \Delta_{HA_5} = -161,5 - 55 = -216,5 \text{ (мкм)}.$$

Производим проверку правильности расчёта размерной цепи:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}; \\ \Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}. \end{cases}$$

$$300 > -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 + \\ + 0,5 \times 1,65 \times \left( \frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2} \right) = 186,5 + 94,55 = 281,05$$

(мкм)

$$73 < -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 - \\ - 0,5 \times 1,65 \times \left( \frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2} \right) = 186,5 - 94,55 = 91,95$$

(мкм).

Проверка выполняется, следовательно, размерная цепь рассчитана правильно.

### 3. Пример расчета размерной цепи методом регулирования.

Метод регулирования используется для высокоточных размерных цепей. Рассмотрим его применение на примере предыдущей размерной цепи, в которой меньше номинальные размеры составляющих звеньев и допуск замыкающего звена.

Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

$$A_\Delta = A_5 + A_6 + A_7 + - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_8$$

$$A_\Delta = 0; A_1 = 20 \text{ мм}; A_2 = 6 \text{ мм}; A_3 = 6 \text{ мм}; A_4 = 1,5 \text{ мм}; A_5 = 2 \text{ мм}; A_6 = 23 \text{ мм}$$

$$A_7 = ? \text{ мм}; A_8 = 0,5 \text{ мм};$$

$$A_7 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_8 - A_5 - A_6 = 20 + 6 + 6 + 1,5 + 0,5 - 2 - 23 = 9 \text{ (мм)}$$

Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Для климатического исполнение У3:

$$A_{\Delta \min 1} = (45 - 20) \left( (20 + 1,5 + 0,5) \times 11,4 + (6 + 6) \times 11,2 \right) - (23 + 9) \times 19 - 2 \times 20 \times 10^{-6} = -6570 \times 10^{-6} \text{ (мм)}$$

$$A_{\Delta \min 2} = (-50 - 20) \left( (20 + 1,5 + 0,5) \times 11,4 + (6 + 6) \times 11,2 \right) - (23 + 9) \times 19 - 2 \times 20 \times 10^{-6} = 18396 \times 10^{-6} \text{ (мм)} = 0,01 \text{ (мм)} = 10 \text{ (мкм)}$$

За величину минимально необходимого монтажного зазора принимаем значение, при котором возможно заклинивание механизма -  $A_{\Delta \min}$ . 10 мкм.

Наибольшее значение монтажного зазора в зависимости от величины пролета между опорами вала: при пролете менее 30 мм  $A_{\Delta \max} = 0,1 \text{ мм} = 100 \text{ мкм}$ . Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена

$$TA_\Delta = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 100 - 10 = 90 \text{ (мкм)}$$

Определяются допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников – по 120 мкм.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного качества (одной степени точности). При

большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчёта размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

Определяются единицы допуска (табл. 2) для каждого составляющего звена (кроме подшипников):

$i_1=1,31$  мкм;  $i_4=0,55$  мкм;  $i_5=0,55$  мкм;  $i_6=1,31$  мкм;  $i_7=0,9$  мкм;  $i_8=0,55$  мкм.

Коэффициент риска  $t=1,65$ , коэффициент относительного рассеяния размеров  $\lambda_j = \frac{1}{3}$  для крупносерийного производства.

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{90^2 - 1,65^2 \left( \frac{1}{3} 120^2 \times 2 \right)}}{1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{2 \times 1,31 + 0,9 + 0,55^2 \times 3}}$$

При вычислении под корнем квадратным получается отрицательное значение. Это говорит о том, что весь допуск замыкающего звена поглощается допусками на подшипники качения. Следовательно, теоретико-вероятностный метод расчета размерной цепи не подходит. Применяем метод регулирования.

Назначаем допуски на составляющие звенья по 12-му качеству:

$TA_1=210$  мкм;  $TA_4=100$  мкм;  $TA_5=100$  мкм;  $TA_6=210$  мкм;  $TA_7=150$  мкм;  $TA_8=100$  мкм.

Определяем предельные отклонения составляющих звеньев. Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватывающие, охватываемые и остальные размеры. Для охватывающих и охватываемых размеров поля допусков направляются в материал, для остальных - располагаются симметрично.

Охватываемые размеры:  $A_1, A_6, A_7$ . Для них верхнее предельное отклонение равно 0, а нижнее предельное отклонение равно допуску со знаком «-»:

$\Delta_{BA_1} = \Delta_{BA_6} = \Delta_{BA_7} = 0$ ;  $\Delta_{HA_1} = -210$  мкм;  $\Delta_{HA_6} = -210$  мкм;  $\Delta_{HA_7} = -150$  мкм;  $\Delta_{HA_7} = -100$  мкм.

Остальные размеры  $A_4, A_5$ , для которых верхнее отклонение равно нижнему по модулю и имеют противоположные знаки:

$\Delta_{BA_4} = 50$  мкм,  $\Delta_{HA_4} = -50$  мкм;  $\Delta_{BA_5} = 50$  мкм,  $\Delta_{HA_5} = -50$  мкм.

$A_8$  является компенсатором и увеличивающим звеном.

$\Delta_{HA_8} = A_{\Delta_{max}} - \Delta_{BA_6} - \Delta_{BA_7} + \Delta_{HA_1} + \Delta_{HA_2} + \Delta_{HA_3} + \Delta_{HA_4} + \Delta_{HA_5} = 100 - 0 - 0 + (-210) + (-120) + (-120) + (-50) + (-50) = -450$  (мкм)

$\Delta_{BA_8} = A_{\Delta_{min}} - \Delta_{HA_6} - \Delta_{HA_7} + \Delta_{BA_1} + \Delta_{BA_2} + \Delta_{BA_3} + \Delta_{BA_4} + \Delta_{BA_5} = 10 - (-210) - (-150) + 0 + 0 + 0 + 50 + 50 = 470$  (мкм).

Диапазон регулирования:  $V = \Delta_{BA_8} - \Delta_{HA_8} = 470 - (-450) = 920$  (vrv)/

Число прокладок  $n = \frac{V}{TA_{\Delta}} + 1 = \frac{920}{100} + 1 = 10,2 \approx 11$ .

4. Пример решения обратной задачи. Согласно размерам, приведенным на эскизе механизма, показанном на рис. 8.7, гарантированный зазор между

торцом ступицы зубчатого колеса и поверхностью шайбы должен быть  $S_{\min} \geq 1 \text{ мм}$ ,  $S_{\max} \leq 4 \text{ мм}$ . Определить номинальную величину зазора, его допуск и отклонения.

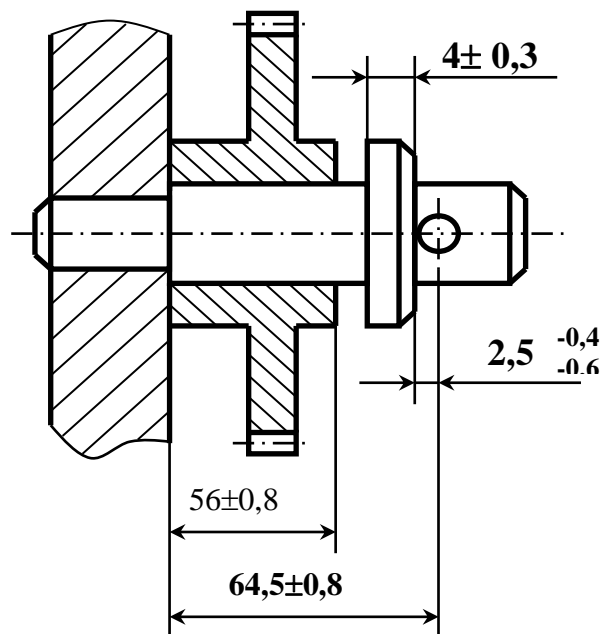


Рис. 8.7. Эскиз механизма

Составим размерную цепь (рис.8.8):

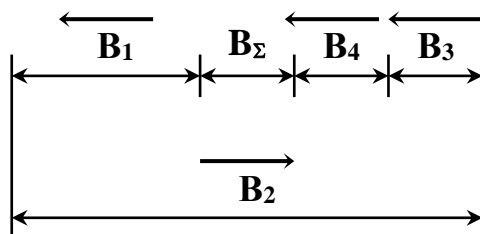


Рис. 8.8. Схема размерной цепи

Сведем в табл.8 данные по звеньям размерной цепи.

Таблица 8. Исходные данные по звеньям размерной цепи

Звенья размерной цепи	Номинальные размеры звеньев, мм	Верхнее отклонение $\Delta_s B_j$ , мм	Нижнее отклонение $\Delta_i B_j$ , мм	Допуск $TV_j$ , мм
$\bar{B}_1$	56	+0,8	-0,8	1,6
$\bar{B}_2$	64,5	+0,3	-0,3	0,6
$\bar{B}_3$	2,5	-0,4	-0,6	0,2
$\bar{B}_4$	4	+0,3	-0,3	0,6

$$B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \vec{B}_j - \sum_{j=1}^n \vec{B}_j = 64,5 - (56 + 2,5 + 4) = 2(\text{мм})$$

,

$$TB_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{m+n} TB_j = 1,6 + 0,6 + 0,2 + 0,6 = 3(\text{мм})$$

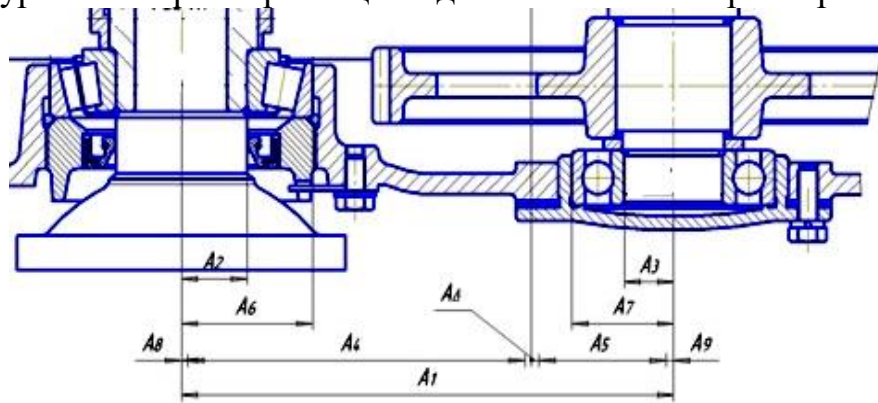
$$\Delta_S B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \Delta_S \vec{B}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_i \vec{B}_j = 0,3 - (-0,8 - 0,6 - 0,3) = 2(\text{мм})$$

$$\Delta_i B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \Delta_i \vec{B}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_S \vec{B}_j = -0,3 - (0,8 - 0,4 + 0,3) = -1(\text{мм})$$

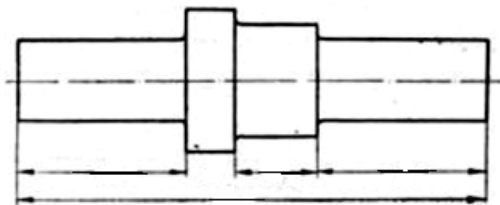
$$TB_{\Sigma} = \Delta_S B_{\Sigma} - \Delta_i B_{\Sigma} = 2 - (-1) = 3(\text{мм}).$$

### Задачи для самостоятельного решения

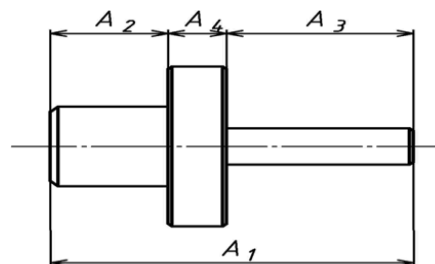
Задача 1. Определите вид размерной цепи (рис. 8.9). Составьте схему размерной цепи. Обозначьте увеличивающие и уменьшающие звенья. Составьте уравнение размерной цепи для номинальных размеров звеньев.



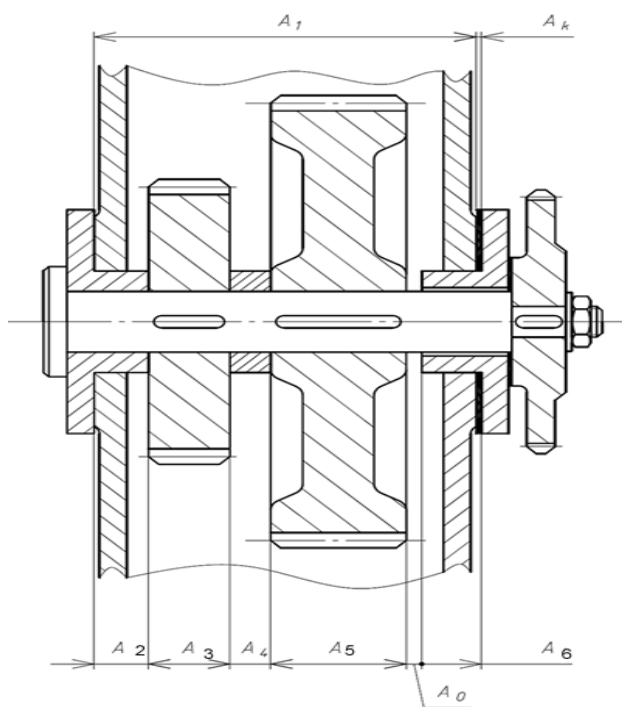
а)



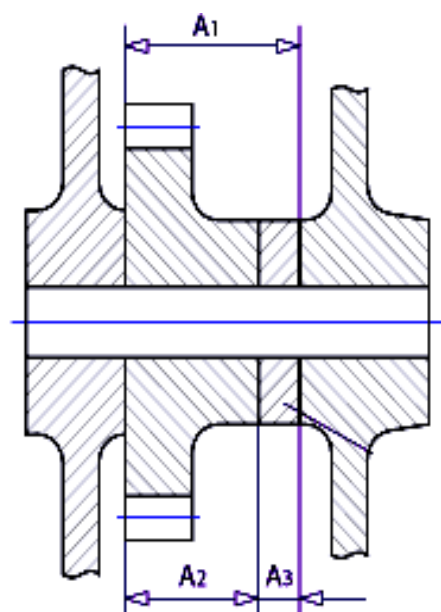
б)



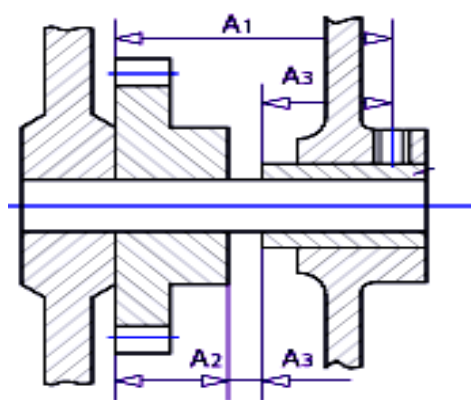
в)



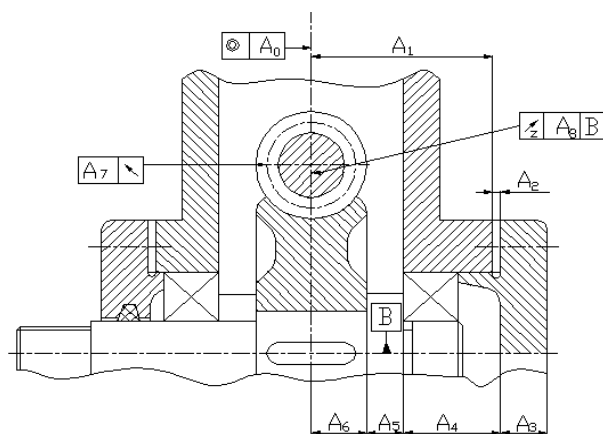
Г)



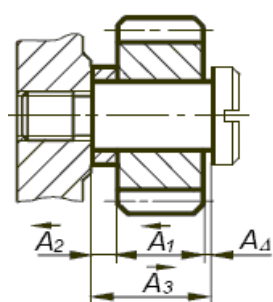
Д)



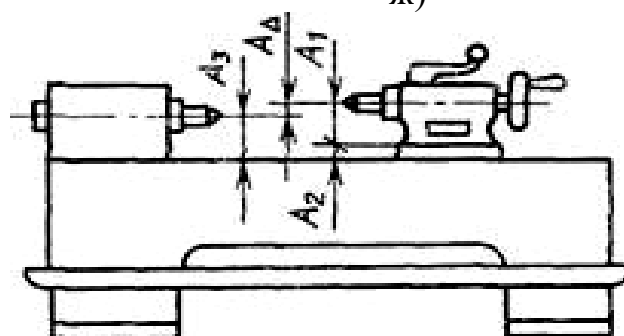
е)



ж)

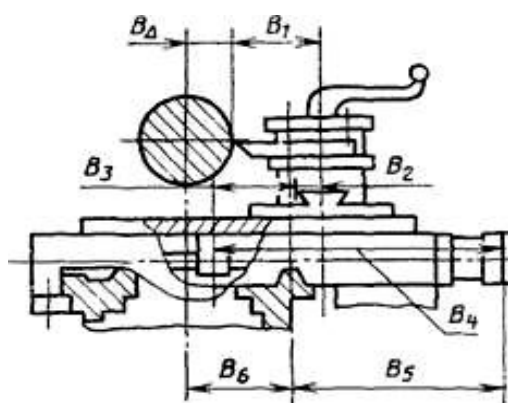


з)

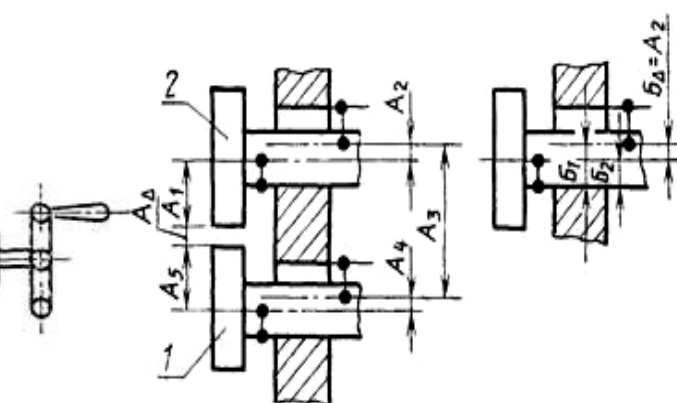


и)



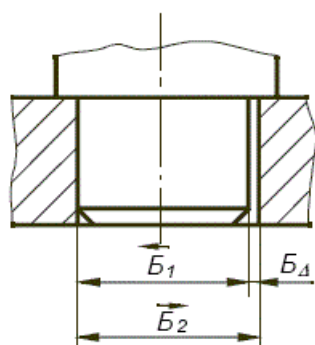


К)

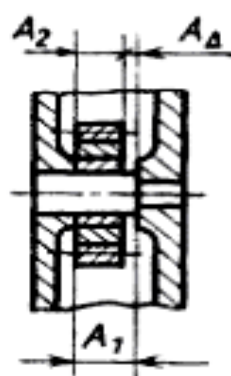


Л)

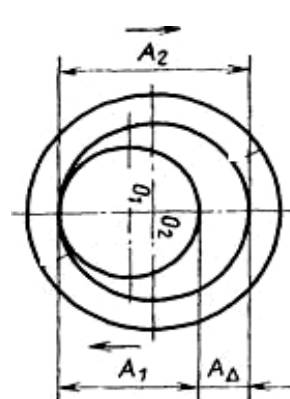
М)



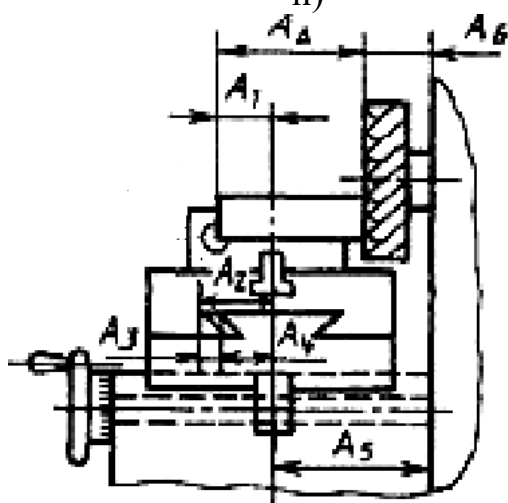
Н)



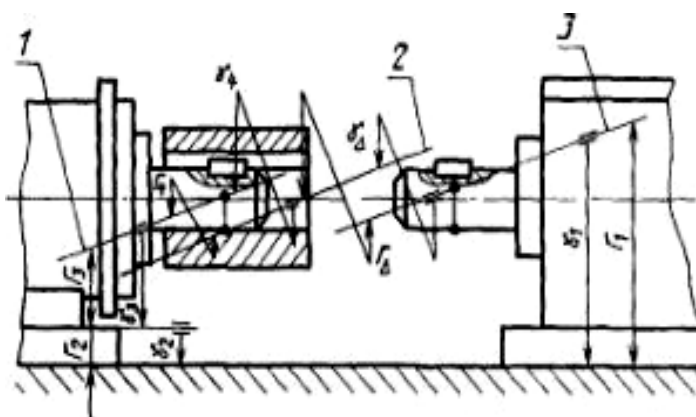
о)



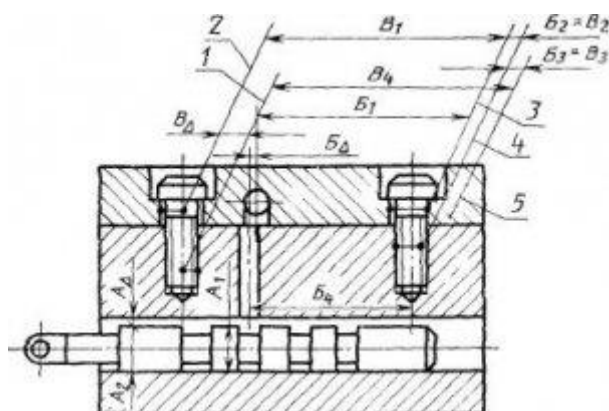
П)



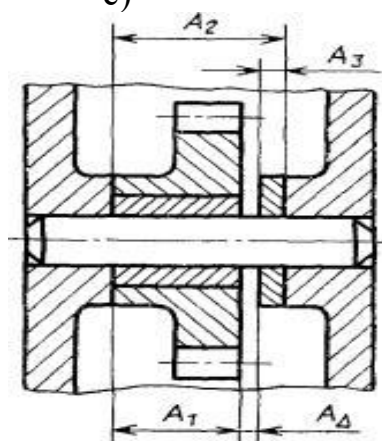
р)



с)



т)



у)

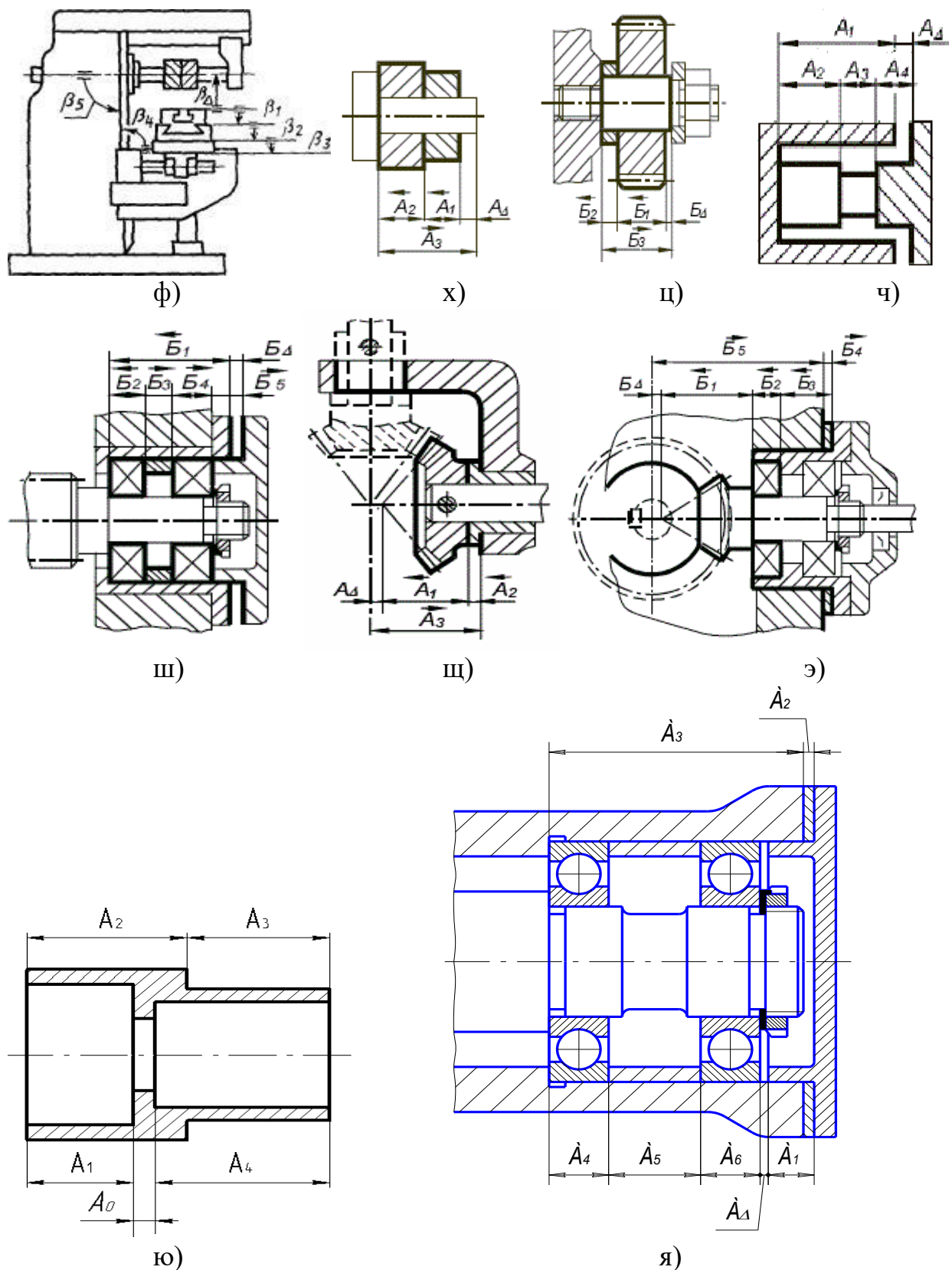


Рисунок 8.9 – Виды размерных цепей

Задача 2. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 9) между составляющими звеньями по способу равных допусков при расчете методом полной взаимозаменяемости.

Таблица 9. Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер замыкающего звена		18	5	3	1	4	10	6	30	3	8
Допуск замыкающего звена по качеству		IT6	IT9	IT7	IT10	IT12	IT8	IT11	IT8	IT10	IT12
Количество звеньев	увеличивающих m	1	3	3	3	5	2	4	2	6	4
	уменьшающих n	2	2	3	4	4	4	6	3	2	6

Задача 3. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 10) между составляющими звеньями по способу равных допусков при расчете теоретико-вероятностным методом.

Таблица 10. Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего	верхнее	350	180	200	100	300	450	270	-42	-180	500
	нижнее	-20	-140	50	-250	8	12	-30	-182	-400	-200
Процент риска		10	1	3	5	0,1	0,27	32	10	0,05	0,01
Тип производства		массовое	индивидуальное	крупно-серийное	единичное	массовое	единичное	крупно-серийное	массовое	крупно-серийное	индивидуальное
Количество звеньев	увеличивающих m	3	4	2	4	3	1	4	3	5	2
	уменьшающих n	4	5	4	4	2	5	2	3	2	4

Задача 4. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 11) между составляющими звеньями по способу одного качества при расчете методом полной взаимозаменяемости.

Таблица 11. Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Замыкающее звено	номинальный размер, мм	18	6	30	1	10	28	50	4	2	3
	допуск по качеству	IT7	IT8	IT10	IT6	IT11	IT12	IT9	IT8	IT10	IT12
Номинальные размеры составляющих		80	30	250	30	100	2	100	12	50	30
		170	70	30	6	20	60	150	28	18	18
		52	16	120	10	50	4	180	6	6	10

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Замыкающ ее звено	номинальный размер, мм	18	6	30	1	10	28	50	4	2	3
	допуск по квалитету	IT7	IT8	IT10	IT6	IT11	IT12	IT9	IT8	IT10	IT12
	звеньев, мм	94	35	40	18	6	10	12	18	30	20
		86	43	90	7	54	20	8	12	30	15

Задача 5. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 12) между составляющими звеньями по способу одного квалитета при расчете теоретико-вероятностным методом.

Таблица 12. Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Замыкающ ее звено	номинальный размер, мм	18	6	30	1	10	28	50	4	2	3
	допуск по квалитету	IT7	IT8	IT10	IT6	IT11	IT12	IT9	IT8	IT10	IT12
	звеньев, мм	94	35	40	18	6	10	12	18	30	20
Номинальные размеры составляющих звеньев, мм		80	30	250	30	100	2	100	12	50	30
		170	70	30	6	20	60	150	28	18	18
		52	16	120	10	50	4	180	6	6	10
		94	35	40	18	6	10	12	18	30	20
		86	43	90	7	54	20	8	12	30	15
Процент риска		1	5	0,27	10	32	3	0,1	0,01	10	5
Тип производства		массовое	единичное	мелкосерийное	крупносерийное	массовое	массовое	крупносерийное	мелкосерийное	единичное	массовое

Сопоставьте полученные допуски составляющих звеньев с результатами расчета аналогичных вариантов в задаче 4.

Задача 6. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 13) между составляющими звеньями по способу попыток при расчете размерной цепи (рис. 8.10) методом полной взаимозаменяемости.

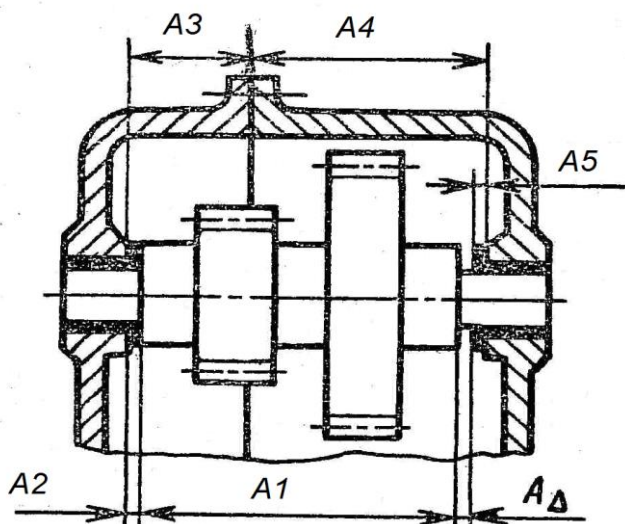


Рис. 8.10. Размерная цепь

Таблица 13. Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ТА <sub>Δ</sub> , мкм		150	80	300	600	280	120	500	100	450	700
Номинальные размеры, мм	A1	31	58	65	180	70	18	280	25	120	300
	A2	4	1	3	6	2	1	4	1	4	6
	A3	25	20	32	100	50	10	140	14	64	160
	A4	15	40	44	95	25	11	147	14	64	156
	A5	5	1	6	6	2	2	4	2	2	8

Задача 7. Рассчитайте размерную цепь, представленную на рис.8.10 и в табл. 13, методом полной взаимозаменяемости, учитывая, что предельные отклонения замыкающего звена принимают значения, указанные в табл. 14.

Таблица 14. Предельные отклонения замыкающего звена

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Верхнее, мкм	+200	+86	+270	-200	+270	+124	+400	+108	+390	+550
Нижнее, мкм	+50	+6	-30	-800	-10	+4	-100	+8	-60	-150

Задача 8. Рассчитайте размерную цепь, схема которой представлена на рис. 7.10 методом регулирования, используя исходные данные табл. 13 и 14.

Задача 9. Рассчитайте размерную цепь, представленную на рис.8.10 теоретико-вероятностным методом, используя исходные данные табл. 13 и 14, а также табл. 15.

Таблица 15. Требования к производству

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Процент риска	5	10	0.1	0,5	0,27	5	0,05	10	2	3
Тип производства	крупносерийное	массовое	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное

Задача 10. Сопоставьте допуски на составляющие звенья, полученные способами равных допусков и одного качества, для размерных цепей, приведенных в табл. 16 и 17.

Таблица 16. Задание к расчету размерной цепи

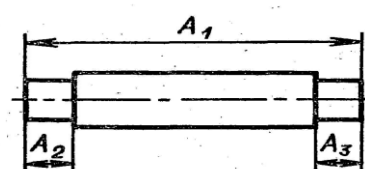
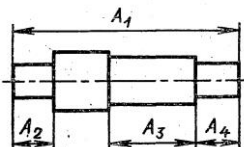
Размерная цепь											
											
Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего звена, мкм	верхнее	+100	-35	-180	+120	-10	+50	+300	+80	+500	+720
	нижнее	-50	-250	-600	-20	180	-250	0	-320	+150	-30
Номинальные размеры, мм	A <sub>1</sub>	55	160	400	48	60	80	250	350	120	250
	A <sub>2</sub>	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
	A <sub>3</sub>	15	30	50	8	4	16	22	40	6	18
Процент брака		0,5	5	10	32	0,27	3	2	10	5	3
Тип производства		крупное	мелкосерийное	крупное	мелкосерийное	крупное	мелкосерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупное	крупное

Таблица 17. Задание к расчету размерной цепи

Размерная цепь											
											
Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего звена, мкм	верхнее	+100	-35	-180	+120	-10	+50	+300	+80	+500	+720
	нижнее	-50	-250	-600	-20	180	-250	0	-320	+150	-30
Номинальные размеры, мм	A <sub>1</sub>	100	190	600	54	60	120	250	350	120	300
	A <sub>2</sub>	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
	A <sub>3</sub>	30	50	200	18	30	50	50	100	80	150
	A <sub>4</sub>	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
Процент брака		0,5	5	10	32	0,27	3	2	10	5	3
Тип производства		крупное	мелкосерийное	крупное	мелкосерийное	крупное	мелкосерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупное	крупное

Задача 11. Решением обратной задачи размерной цепи (рис. 8.11) методом полной взаимозаменяемости определите годность замыкающего звена.

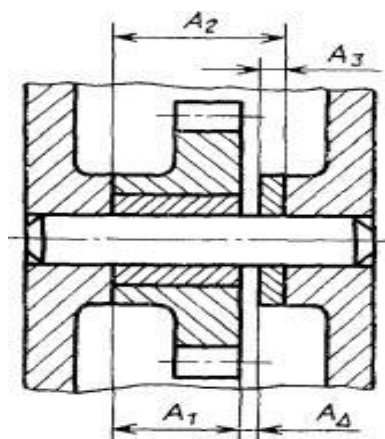


Рис. 8.14. Размерная цепь

Таблица 18. Параметры звеньев размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Допуски по качеству		IT10	IT8	IT12	IT7	IT9	IT11	IT14	IT10	IT12	IT9
Номинальные размеры, мм	A <sub>1</sub>	50	20	18	60	35	30	28	80	44	38
	A <sub>2</sub>	70	25,5	23	70	48	37	32	104	55,5	40,5
	A <sub>3</sub>	18	5	4	8	12	6	3	20	10	2
Действительный размер, мм	A <sub>Δ</sub>	2	0,5	1	2	1	1	1	4	1,5	0,5

Задача 12. Решением обратной задачи размерной цепи по данным задачи 11 теоретико-вероятностным методом определите предельные отклонения замыкающего звена, учитывая дополнительные данные табл. 19.

Таблица 19. Требования к производству

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Процент риска	5	10	0.1	0,5	0,27	5	0,05	10	2	3
Тип производства	крупносерийное	массовое	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное